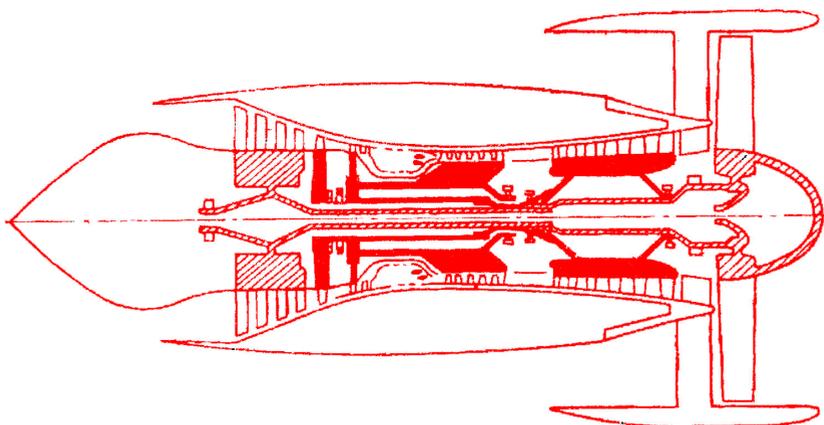


**PROCEEDINGS  
VI INTERNATIONAL CONFERENCE ON  
THE IMPROVEMENT OF THE QUALITY,  
RELIABILITY AND LONG USAGE OF  
TECHNICAL SYSTEMS AND  
TECHNOLOGICAL PROCESSES**

*December 2-9, 2007  
Hurghada, Egypt*



**СБОРНИК ТРУДОВ  
VI МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ  
КОНФЕРЕНЦИИ**

**«ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА, НАДЕЖНОСТИ  
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ  
СИСТЕМ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ  
ПРОЦЕССОВ»**

*2 – 9 декабря 2007 г.  
г. Хургада, Египет*

**National Council of Ukraine for Mechanism and Machine  
Science  
(Member Organization of the International Federation for  
Promotion of Mechanism and Machine Science)**

**Национальный Совет Украины по Машиноведению  
(Украинский Национальный комитет ИFToMM)**

**THE IMPROVEMENT OF THE QUALITY,  
RELIABILITY AND LONG USAGE OF  
TECHNICAL  
SYSTEMS AND TECHNOLOGICAL  
PROCESSES**

**VI INTERNATIONAL CONFERENCE**

*December 2-9, 2007  
Hurghada, Egypt*

---

**«ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА,  
НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ  
ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ И  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ»**

**СБОРНИК ТРУДОВ VI МЕЖДУНАРОДНОЙ  
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

*2 – 9 декабря 2007 г.  
г. Хургада, Египет*

## **УДК 61.2+68.1:62.755**

Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов: Сборник трудов международной научно-технической конференции, 2 – 9 декабря 2007 г. – Хмельницкий: ХНУ, 2007. – 205 с.

В сборник включены материалы международной конференции «Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов», проведенной в Египте в декабре 2007 г. в г. Хургада.

Рассмотрены проблемы повышения качества и производительности технических систем и технологических процессов, представлены доклады по контролю, диагностике и прогнозированию состояния этих систем, освещены некоторые проблемы вибрационной техники динамической и статической прочности, а также правовые и экономические аспекты проблем.

Сборник рассчитан на научных и инженерных работников, аспирантов, специализирующихся в области повышения качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов.

### ***Редакционная коллегия:***

Богорош А.Т., д.т.н. (Украина), Бубулис А. д.т.н. (Литва), Силин Р.И., д.т.н. (Украина), Ройзман В.П., д.т.н. (Украина), Сокол В.М., д-р (Израиль).

*Ответственный за выпуск проф. Ройзман В.П.*

Утверждено к печати совместным заседанием Исполкома Хмельницкой областной организации Союза научных и инженерных объединений Украины и Украинского Национального комитета ИFToMM. Протокол №6 от 22 ноября 2007 г.

**УДК 62–192**  
**ББК 34.41**

© Авторы статей, 2012  
© ХНУ, оригинал-макет, 2012

## **УВАЖАЕМЫЕ УЧАСТНИКИ КОНФЕРЕНЦИИ!**

*Мы рады в 4-й раз приветствовать всех наших старых и новых друзей из разных стран мира, маститых и молодых ученых и инженеров, которые, несмотря на продолжающиеся в странах бывшего СССР финансовые трудности в науке и образовании, все же сумели преодолеть их и приехать на нашу очередную конференцию в Египет – страну древнейшей цивилизации, к теплому Красному морю!*

*Первая египетская конференция под названием «Динамика роторных систем и вибрационных процессов» прошла 12-19 декабря 2004г. в г. Хургаде, где после долгого перерыва, заполненного неопределенностью перестроечного периода нашей жизни, как старые друзья после долгой разлуки встретились ученые из бывших стран СССР – академики и члены-корреспонденты, доктора наук и профессора, известные специалисты и молодые ученые из различных отраслей народного хозяйства, и к ним присоединились коллеги из Израиля, США, Румынии, Польши.*

*Мы продолжаем верить, что после периода упадка и разрухи народного хозяйства, как после войны, наступает период восстановления, который перейдет в период процветания наших стран, и тогда снова будут цениться труд и знания инженеров и ученых, прекратятся финансовые трудности и, мы как и прежде будем иметь широкие возможности для встреч, для обсуждения актуальных научно-технических проблем.*

*И, пожалуй, свидетельством начала свершения наших надежд является тот факт, что наши египетские форумы, с каждым годом становятся всё более представительными и расширяется количество стран, направляющих своих ученых на эти конференции, и, что они проходят во все более комфортных условиях, где интересная работа сочетается с не менее интересными экскурсиями и отдыхом. В этом году мы рады впервые приветствовать здесь ученых из Белоруссии и Грузии.*

*Безусловно, каждый из Вас своей работой, своей преданностью науке заслужил недельную радость общения со своими коллегами в этом прекрасном месте. Мы выражаем искреннюю благодарность нашим спонсорам и прежде всего фирме «Интурист-Хмельницкий» и руководству Хмельницкого национального университета, которые с пониманием отнеслись к нашим проблемам и благодаря которым расходы участника этой конференции в несколько раз ниже расходов на подобных конференциях, проводимых зарубежными организациями.*

*Цель настоящей конференции, как и предыдущих, состоит в том, чтобы обсудить актуальные вопросы повышения качества, надежности и долговечности машин, механизмов, приборов из самых различных отраслей народного хозяйства, строительных конструкций, других технических систем и технологий их производства, возобновить и закрепить научное сотрудничество ученых из стран бывшего СССР, расширить его за рамки этих стран, объединить усилия ученых различных стран мира на решении актуальных проблем народного хозяйства.*

*В сентябре 2007 года на израильском курорте Нетания мы провели Международную конференцию на тему “Современные достижения в науке и образовании”, в которой приняли участие около 100 ученых из разных стран и которая прошла с немалым успехом, чем Египетские.*

*После ее окончания мы получили много отзывов и пожеланий о проведении второй Израильской конференции в сентябре 2008 г., и оргкомитет, конечно же, рассмотрит возможность проведения такого форума.*

*Наши конференции задуманы как открытые для ученых и инженеров всех стран форумы, призванные скоординировать и объединить усилия специалистов на решении общих технических проблем независимо от политических процессов, происходящих в мире и отдельных странах.*

*В этом сборнике кратко представлены доклады участников конференции. Они без правок опубликованы в таком виде, в каком были представлены авторами. При желании авторов расширенные статьи по материалам докладов могут быть опубликованы в журнале «Вісник Хмельницького національного университета».*

*Оргкомитет надеется, что эта конференция пройдет не хуже предыдущих, и в ходе официального, а, главное – неофициального восьмидневного общения мы обменяемся новыми идеями, наладим сотрудничество и объединим усилия на решении сложных научно-технических проблем на благо наших стран.*

*Желаем всем радости творческого общения и плодотворной работы, интересных экскурсий и теплого моря!*

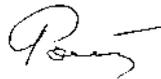
*Добро пожаловать, дорогие друзья, в Хургаду !*

Сопредседатели:



д.т.н., проф.  
Силин Р.И.

Президент Национального  
Совета Украины  
по Машиноведению



д.т.н., проф.  
Ройзман В.П.

Председатель Хмельницкой  
областной организации Союза  
научных и инженерных  
объединений Украины

г. Хургада, декабрь 2007 г.

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРАНСПОРТНОЙ СИСТЕМЫ ГОК С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕЧЕТКИХ СЕТЕЙ ПЕТРИ

*д. т. н., проф. Корсун В.И., д. т. н., проф. Михалев А.И., Демченко Д.А.  
Национальная металлургическая академия Украины  
8(056) 374-81-25 [canc@dmeti.dp.ua](mailto:canc@dmeti.dp.ua)*

Предлагается моделировать работу основных агрегатов транспортной системы ГОК с использованием аппарата нечетких сетей Петри.

Транспортные системы горно-обогатительных комбинатов при открытом способе добычи полезных ископаемых при глубине карьеров более 200 м создаются на основе использования комбинированного автомобильно-железнодорожного и конвейерно-железнодорожного транспорта. Для снижения влияния неритмичности грузопотоков на разных этапах транспортировки, приводящих к простоям техники, на перегрузочных пунктах оборудуют рудные склады. Важным вопросом при этом является требуемый объем склада.

Традиционно для решения этой задачи используется математический аппарат теории массового обслуживания. В рамках этого подхода в [1] были получены теоретические и предложены инженерные методики расчета емкости бункера при заданной надежности безотказного обслуживания, основанные на утверждении о пуассоновском входящем и эрланговом исходящем по отношению к перегрузочному пункту грузопотоках.

Однако современное развитие технологии добычи полезных ископаемых ставит требование о необходимости учитывать различные трудноформализуемые правила и ограничения, количество которых может изменяться во время работы системы. В частности, эти изменения могут возникать в период выхода карьера на проектную мощность, вследствие изменения его маркшейдерских параметров, при вводе и выводе из строя транспортной техники различной грузоподъемности, маневренности и надежности, вследствие сезонных колебаний погодных условий и пр.

Для решения задачи о выборе оптимального объема рудного склада, который может быть рассмотрен как динамическая система приема-передачи продукта, предлагается при моделировании всего процесса транспортировки горной массы использовать аппарат нечетких сетей Петри [2,3]. Функции принадлежности, ассоциированные с позициями и переходами сети, позволяют учесть

знания и опыт специалистов-диспетчеров, представленные в нечетком (неформальном) виде.

Параметром оптимизации выступает объем бункера, ограниченный с обеих сторон технологическими параметрами борта карьера. В качестве критерия оптимизации предлагается использовать интегральный коэффициент использования оборудования с учетом штрафов за отказ в обслуживании и использование внешних штрафных функций [4]. В качестве метода поиска оптимума предлагается использовать случайный поиск с линейной и нелинейной тактикой [5], обладающий свойством глобальности.

Моделирование участка транспортной системы позволит рассчитать оптимальный объем накопительного бункера, что позволит снизить стоимость внутрикарьерной транспортировки, которая в настоящий момент составляет до 60% стоимости добычи полезного ископаемого.

### *Литература*

1. Дриженко А.Ю., Мартиненко В.П., Симоненко В.И. и др.. Вскрытие глубоких горизонтов карьеров // Под ред. Проф. А.Ю. Дриженко.- М.: «Недра», 1994г.

2. Питерсон Дж. Теория сетей Петри и моделирование систем // Москва, «Мир», 1984г

3. Бодянский Е.В., Кучеренко Е.И., Михалев А.И. Нейро-фаззи сети Петри в задачах моделирования сложных систем // Днепропетровск, «Системные технологии», 2005г.

4. Моисеев Н.Н., Иванилов Ю.П., Столярова Е.М., Методы оптимизации — М., Наука, 1978г.

5. Стронгин Р.Г. Поиск глобального оптимума, — М.: Знание, 1990.

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ ФИБРОБЕТОННЫХ СМЕСЕЙ**

*Кононова Ольга Владимировна*

*Рижский Технический университет, Эзермалас 6, Рига LV-1006, Латвия,  
+371 29346073, olga.kononova@gmail.com*

В настоящее время для фибрового армирования бетонов наиболее широко применяются стальные волокна. Фибробетон выгодно отличается от традиционного бетона, имея в несколько раз более высокие по сравнению с ним: ударную и усталостную прочность, трещиностойкость и вязкость разрушения. По показателю

работы разрушения фибробетон может в 15-20 раз превосходить бетон. Экономическая эффективность сталефибробетонных конструкций по сравнению с железобетонными обуславливается за счет: большого снижения трудоемкости, снижения материалоемкости, повышения долговечности.

В рамках выполнения проекта «Несущие конструкции подземной инфраструктуры» были использованы стальные волокна длиной от 6 до 50 мм, диаметром от 0,16 до 1 мм. Основная цель данного проекта - разработка рецептуры фибробетона для достижения необходимой прочности и трещиностойкости. Кроме того, нужно обеспечить хорошую

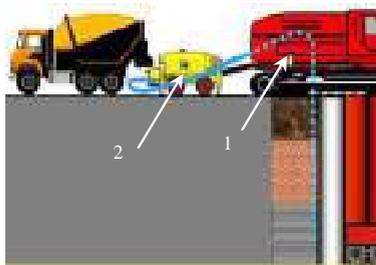


Рис.1. Схема заливки фибробетона

удобоукладываемость фибробетона, так как он предусмотрен для заливки в узкие траншеи, глубиной от 3 до 50 метров для строительства туннелей и других подземных сооружений. На рис.1. показана схема заливки фибробетона: машина 1 прокладывает траншею и одновременно из бункера 2 по трубе, опущенной

в траншею, поступает фибробетон, причем бункер 2 движется вслед за машиной 1. Длина траншеи может достигать нескольких сотен метров. Таким образом, задача, которой посвящена данная статья – определение возможности закачивания жидкости с высокой плотностью и вязкостью через движущуюся трубу сравнительно небольшого диаметра. В качестве тестового примера взята емкость для закачивания жидкости с размерами: высота 5 м, ширина 2 м, диаметр трубы 20 см, скорость потока жидкости 88 см/сек, горизонтальная скорость трубы 2 см/сек, плотность жидкости 2400 кг/м<sup>3</sup>, динамический коэффициент вязкости 500 Па·сек.

Для численного моделирования течения были рассмотрены две модели: жидкости Ньютона и Бингама. Для жидкости Ньютона касательное напряжение  $\tau$  определяется:

$$\tau = \eta \dot{\gamma} \quad (1)$$

где  $\eta$  - динамический коэффициент вязкости,  
 $\dot{\gamma}$  - скорость деформации.

Для модели Бингама касательное напряжение  $\tau$  определяется следующим образом:

$$\tau = \tau_0 + \eta \dot{\gamma} \quad \text{если } \tau \geq \tau_0$$

$$\dot{\gamma} = 0 \quad \text{если } \tau \leq \tau_0$$
(2)

где  $\tau_0$  – пороговое касательное напряжение при достижении, которого жидкость перестает себя вести себя как твердое тело,  $\tau_0 = 500$ Па.

Для численного моделирования течения вязкой жидкости была

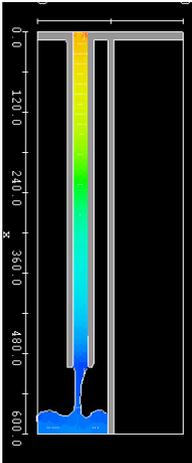


Рис.2. Модель Ньютона

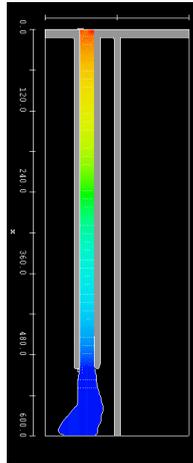


Рис.3. Модель Бингама

использована программа FLOW3D, результаты моделирования показаны для модели Ньютона на рис.2, для модели Бингама на рис.3.

Таким образом, была продемонстрирована возможность закачивания жидкости с высокой плотностью и вязкостью через движущую трубу небольшого диаметра, а также определены основные динамические параметры потока жидкости и оптимальные

соотношения скоростей потока жидкости и горизонтального движения трубы.

## ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НЕПРЕРЫВНОГО ДЕЙСТВИЯ

*Лившиц М.Ю.*

*Самарский государственный технический университет,*

*Ул. Молодогвардейская, 244, Самара, 443100, Россия, тел.(846)3321106, E-mail:  
entcom@samgtu.ru*

Установившийся режим работы установок непрерывного и полунепрерывного действия предусматривает повторяющийся режим обработки для каждой детали, находящийся в установке. Переходный режим работы связан с достижением установившегося режима из

состояния простоя, первоначального запуска и других подобных состояний, которые можно характеризовать как глубокие возмущения установившегося режима.

В этом случае вывод технологической цепочки на стационарный режим может занимать несколько рабочих смен и требовать нетривиальных технических решений, например, использования "ложных" заготовок [1-5].

В переходных режимах критерий оптимальности управления такими установками может быть представлен в виде: [1,2,7]

$$J_{II} = a_1 \sum_{r=1}^{\bar{M}_1} |\tau_r^* - \tau^0| + a_2 \sum_{r=1}^{\bar{M}_1} \|\bar{\chi}_r(p, \tau_{Hr}) - \bar{\chi}^0(p)\| + a_3 \sum_{r=1}^{\bar{M}_1} Z_{gr} \rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $\tau_{r}^*$ ,  $\tau_{nr}$  и  $\bar{\chi}_r$  соответственно темп выдачи, конечный момент и вектор состояний в переходном процессе,  $\tau^0$ ,  $\bar{\chi}^0(p)$  - темп выдачи и результирующий вектор состояний в оптимальном стационарном режиме работы технологической цепочки;  $Z_{gr}$  - соответствующая часть эксплуатационных затрат на осуществление переходного режима;  $\bar{M}_1 \leq \bar{M}$  - общее число деталей в рассматриваемой партии из всей программы  $\bar{M}$ ,  $a_1, a_2, a_3$  - весовые коэффициенты.

Первое слагаемое в (1) учитывает суммарную потерю темпа выдачи изделий технологической цепочки в переходном режиме; второе - представляет собой соответствующую норму для оценки отклонения вектора состояний  $\bar{\chi}_r$ , например распределение по координате  $l$  и времени  $\tau$  относительной температуры  $\theta(l, \tilde{\tau})$  в переходном режиме от его оптимального значения  $\bar{\chi}^0(p)$  в стационарном режиме; а третье слагаемое характеризует часть эксплуатационных затрат на возмещение переходного режима.

В качестве предельных частных вариантов возможно условие выдачи в переходном режиме всех  $\bar{M}_1$  заготовок с удовлетворительными кондициями при стоимости потерь темпа значительно превышающих остальные затраты  $a_2=a_3=0$  [1,2,7]. При этом получаем задачу на минимум суммарной потери темпа в переходных режимах. Такая задача характерна для обработки ответственных дорогостоящих деталей [7]. В случаях, когда изменения темпа работы оборудования невозможно или нецелесообразно  $a_1=0, a_3=0, a_2 \neq 0$ , задача сводится к оптимизации в переходных режимах

отклонений выходных кондиций заготовок от оптимальных, что, естественно, приводит к некоторому их ухудшению на время переходного режима ("ложные" или "балластные" заготовки в индукционных нагревателях непрерывного действия). Возможные компромиссные решения при  $a_1 \neq 0$ ,  $a_2 \neq 0$ ,  $a_3 \neq 0$  рассматриваются при конкретном технико-экономическом анализе производственного участка.

Решена задача оптимизации переходных режимов работы УНИН в условиях запрета на выдачу из входной секции некондиционных заготовок, что может быть реализовано путем изменения темпа выдачи заготовок  $\Delta \tilde{\tau}_j$ ,  $j = 1, 2, \dots, N$  относительно темпа  $\Delta \tilde{\tau}^*$  в установившемся режиме. В этом случае качество работы УНИН с дискретной выдачей заготовок характеризуется суммарной потерей темпа для всей партии из  $N$  заготовок  $a_2 = a_3 = 0$ . Критерий качества (1) при этом принимает вид:

$$J_u = \sum_{i=1}^N |\Delta \tilde{\tau}_j - \tilde{\tau}^*|. \quad (2)$$

В условиях выбора мощности входной секции из условия автоматического выполнения ограничения по термонапряжениям состояние нагреваемых в индукционной печи заготовок удобно описывать не общепринятой среднеинтегральной температурой, а температурой поверхности  $\theta(\mathbf{l}, \tilde{\tau})$ , которая легко контролируется. При этом стабилизация  $\theta(\mathbf{l}, \tilde{\tau})$  в допустимой области, установленной соответствующими ограничениями, обеспечивает удовлетворительную точность  $\mathcal{E}_{ос}$  нагрева заготовок во входной секции, что позволяет удовлетворительно обрабатывать финишную часть программы оптимального управления в выходной секции УНИН.

Пренебрегая временем перемещения заготовок получим из решения соответствующей кусочно-постоянной аппроксимации электротепловой модели индукционного нагрева ферромагнитной стали [2,3,4] зависимость для относительной температуры  $\theta(\mathbf{l}, \tilde{\tau})$  поверхности каждой  $j$ -й нагреваемой заготовки в момент  $\tilde{\tau}_{kj}^*$  окончания  $k$ -ого такта продвижения заготовки

$$\theta_j(\mathbf{l}, \tilde{\tau}_k^*) = \int_0^{\infty} \theta_{jH}(l, \tilde{\tau}_k^* - \tilde{\tau}_{Hj}^*) \tilde{K}_\delta(l - l, \tilde{\tau}_{kj}^* - \tau^l) dl^1 + \int_{\tilde{\tau}_{Hj}^*}^{\tilde{\tau}_{kj}^*} K_\delta(\tilde{\tau}_{kj}^* - \tau^l) \nu_{p\delta}(\tau) d\tau^l, \quad l=1 \quad (3)$$

В этой модели уровень потребляемой загрузкой мощности зависит от ее температурного состояния [2.3.4]. Здесь

$\delta = 1, 2, 3$  ;  $j = 1, 2, \dots, N_1, \dots, N$  - номер заготовки, считая от выхода

из секции;  $\theta_{jH}(l, \tau)$ -распределение температуры в заготовке к началу  $j$ -го шага перемещения;  $\tilde{K}_\delta(l, \tau), K_\delta(l, \tau)$  - соответствующие

импульсные переходные характеристики по начальным условиям и внутренним теплоисточникам – функции Грина;

$$\tilde{\tau}_{Hj}^* = \begin{cases} 0, \forall j = 1, 2, \dots, N_1 \\ \tilde{\tau}_k(j - N_1), \forall j > N_1 \end{cases} \quad \text{- момент начала нагрева } j\text{-ой заготовки;}$$

$$\tilde{\tau}_{kj}^* = \begin{cases} \tilde{\tau}_{kj}^* + \sum_{m=1}^j \Delta \tilde{\tau}_m, \quad \forall j = 1, 2, \dots, N_1 \\ \tilde{\tau}_{Hj} + \sum_{m=j-N_1+1}^j \Delta \tilde{\tau}_m, \quad \forall j > N_1 \end{cases} \quad \text{момент окончания нагрева } j\text{-ой заготовки.}$$

Поставим задачу оптимального управления переходными режимами работы входной секцией УНИН, представляющей собой односекционный нагреватель непрерывного действия.

Задача. Необходимо отыскать алгоритм  $U_P^{on}(\tilde{\tau})$  управления объектом (3) и моменты окончания нагрева  $\tilde{\tau}_{kj}^*$ , обеспечивающие в условиях ограничений минимальное значение функционала (2) при переводе объекта управления из произвольного начального состояния:

$$\theta_j(1, 0) = \theta_{j0}, \quad \forall j = 1, 2, \dots, N \quad (4)$$

в заданное конечное состояние:

$$\theta_j(1, \tilde{\tau}_{kj}^*) = \theta_\Pi^*, \quad \forall j = 1, 2, \dots, N. \quad (5)$$

В качестве  $\theta_\Pi^*$  в (5) естественно выбрать соответствующую температуру  $\theta^*(l) \Big|_{l=1}$  поверхности заготовки в установившемся режиме работы выходной секции УНИН. Решение задачи опирается на процедуру принципа максимума в форме, предложенной в работах [1, 2].

### *Литература*

1. Рапопорт Э.Я. Оптимизация процессов индукционного нагрева металла. - М.: Металлургия, 1993. - 278 с.

2. Rapoport E.Ya., Pleshivtseva Yu.E., Livshits M.Yu. Alternance Method in Problems of Induction Heating Processes: Basic Principles and Experience of Applications. //ISEF'99 International Symposium on Electromagnetic Fields in Electrical Engineering, Pavia, Italy, 1999, p. 141-144

3. Лившиц.М.Ю. Адаптивные системы оптимального управления процессами технологической теплофизики. VIII Четаевская международная конференция Аналитическая механика, устойчивость и управление движением. Казань. 2002г

4. Livshitz M.Yu. Optimal Control of Coryoled Temperature, Electromagnetic and Concentration Fields of Electroheating Processes. //Proceedings of the International Induction Heating Seminar Podua, 1998, p. 373-379

## **МЕТОД ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ В ДВУХМОДАЛЬНОЙ СИСТЕМЕ ДОСТАВКИ ГРУЗА**

*Постан Михаил Яковлевич, Сторожев Владимир Валентинович  
Одесский национальный морской университет*

*Украина 65029 г. Одесса, ул. Мечникова 34 Тел. 8-0482-34-49-63, моб. 8-050-390-17-21  
e-mail: [roman@osmu.odessa.ua](mailto:roman@osmu.odessa.ua)*

При проектировании транспортно-логистических систем доставки грузов одной из основных задач является выбор оптимальных типов транспортных средств (ТС), т.е. их технико-эксплуатационных параметров: грузоподъемности, скорости и др. В приложениях логистики также важную роль играют экономико-математические модели задач транспортного типа. Поскольку планирование перевозок между поставщиками (складами, где хранится продукция) и потребителями (пунктами назначения) и выбор оптимального типа ТС должны решаться совместно, то возникает необходимость в постановке специального типа оптимизационных параметрических задач транспортного типа, причем в качестве параметров выступают технико-эксплуатационные характеристики ТС [1,2]. Обычно транспортно-логистические цепи доставки грузов включают несколько видов транспорта и несколько перевалок груза, т.е. предполагают смешанные (или мультимодальные) перевозки.

В докладе приводится модель оптимизации грузопотоков и параметров ТС в двухмодальной транспортной цепи доставки однородного груза. Рассмотрим формальную постановку задачи.

Имеется множество пунктов отправления  $A = \{A_1, A_2, A_n\}$  и множество конечных пунктов доставки груза  $B = \{B_1, B_2, B_m\}$ . Весь груз, который должен быть вывезен из пунктов множества  $A$  в пункты множества  $B$ , переваливается в множестве пунктов  $D = \{D_1, D_2, D_p\}$  с одного вида транспорта на другой. В пунктах вывоза  $A_1, A_2, A_n$  груз находится в количествах  $a_1, a_2, a_n$  соответственно, и потребности в грузе в пунктах  $B_1, B_2, B_m$  равны соответственно  $b_1, b_2, b_m$ .

Общая вместимость складов в пунктах  $D_1, D_2, D_p$  равна  $d_1, d_2, d_p$  соответственно. Считаем, что на схеме перевозки  $A_i \rightarrow D_k$  работает одно ТС первого вида транспорта с чистой грузоподъемностью  $G_{ik}^{(1)}$  и коммерческой скоростью  $V_{ik}^{(1)}$ , а на схеме перевозки  $D_k \rightarrow B_j$  – одно ТС второго вида транспорта с чистой грузоподъемностью  $G_{kj}^{(2)}$  и коммерческой скоростью  $V_{kj}^{(2)}$ . Предполагается, что ТС одного вида транспорта по мере своего высвобождения не перераспределяются между схемами перевозок.

Примем, далее, что расходы на перевозку 1 т груза на схемах  $A_i \rightarrow D_k$  и  $D_k \rightarrow B_j$  могут быть представлены в виде следующих полиномов относительно переменных  $G_{ik}^{(1)}, G_{kj}^{(2)}, V_{ik}^{(1)}, V_{kj}^{(2)}$ :

$$G_{ik}^{(1)}(G_{ik}^{(1)}, V_{ik}^{(1)}) = \sum_{r=1}^{R_1} C_{ikr}^{(1)} (G_{ik}^{(1)})^{\alpha_{ikr}} (V_{ik}^{(1)})^{\beta_{ikr}} \quad (1)$$

$$G_{kj}^{(2)}(G_{kj}^{(2)}, V_{kj}^{(2)}) = \sum_{r=1}^{R_2} C_{kjr}^{(2)} (G_{kj}^{(2)})^{\gamma_{kjr}} (V_{kj}^{(2)})^{\delta_{kjr}}$$

где  $\alpha_{ikr}, \beta_{ikr}, \gamma_{kjr}, \delta_{kjr}$  – неотрицательные параметры, определяемые эмпирическим путем или методами регрессионного анализа;

$C_{ikr}^{(1)}, C_{kjr}^{(2)}$  – заданные величины.

Величины (1) имеют экономическое содержание и выражают затраты на перевозку 1 т груза каждым видом транспорта.

Обозначим через  $X = \{x_{ik}^{(1)}, x_{kj}^{(2)}\}$  искомый план перевозок из множества пунктов вывоза  $A$  в множество пунктов завоза  $B$ , где  $x_{ik}^{(1)}, x_{kj}^{(2)}$  – количество груза, которое планируется перевезти по схемам  $A_i \rightarrow D_k$  и  $D_k \rightarrow B_j$  соответственно. Любой допустимый план

перевозок удовлетворяет условию  $X \in \Gamma$ , где  $\Gamma$  – выпуклое многогранное множество, определяемое следующими условиями:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^p x_{ik}^{(1)} &= a_i, i = 1, 2, \dots, n; \\ \sum_{k=1}^p x_{kj}^{(2)} &= b_j, j = 1, 2, \dots, m; \\ \sum_{i=1}^n x_{ik}^{(1)} &= \sum_{j=1}^m x_{kj}^{(2)}, k = 1, 2, \dots, p; \\ \sum_{i=1}^n x_{ik}^{(1)} &\leq d_k, k = 1, 2, \dots, p; \\ x_{ik}^{(1)}, x_{kj}^{(2)} &\geq 0, \forall_{i,k,j}. \end{aligned} \quad (2)$$

Задача параметрического программирования сводится к нахождению такого плана перевозок  $X \in \Gamma$  и таких значений параметров  $G_{ik}^{(1)}$ ,  $G_{kj}^{(2)}$ ,  $V_{ik}^{(1)}$ ,  $V_{kj}^{(2)}$ , которые минимизируют суммарные затраты на перевозку:

$$S = \sum_{i=1}^n \sum_{k=1}^p \sum_{j=1}^m \left[ C_{ik}^{(1)}(G_{ik}^{(1)}, V_{ik}^{(1)})x_{ik}^{(1)} + C_{kj}^{(2)}(G_{kj}^{(2)}, V_{kj}^{(2)})x_{kj}^{(2)} \right] \quad (3)$$

Алгоритм решения задачи (1) – (3) основан на идеях геометрического программирования [3].

### ***Литература***

1. Курлянд А.М., Постан М.Я., Сторожев В.В. Об одной задаче оптимизации параметров транспортных средств в мультимодальных системах доставки груза //Вісник ОНМУ. – 2005. – Вип. № 6. – С.56-65.
2. Сторожев В.В. О некоторых задачах проектирования транспортно-логистических систем с использованием геометрического программирования //Методи та засоби управління розвитком транспортної системи. Зб. наукових праць. – 2006. – Вип. 11. – С.168-174.
3. Запер К. Геометрическое программирование и техническое проектирование. – М.: Мир, 1981. – 180 с.

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

*Шахов Анатолий Валентинович*  
*Одесский национальный морской университет, Одесса, ул.Мечникова, 34.*  
*Тел.(048)728-31-29, [shakhov@osmu.odessa.ua](mailto:shakhov@osmu.odessa.ua)*

Интенсивное развитие информационных технологий, наметившееся в последние десятилетия, коренным образом изменило процесс моделирования технических изделий. На смену научно-техническому подходу к построению моделей пришел социотехнический тип модели, заключающийся в том, что исходным пунктом такого моделирования является ситуация человеческих потребностей. Индивидуумы или социальные группы нуждаются в таком состоянии окружающей среды, которое не существует. Для достижения желаемого результата необходимо, прежде всего, исследовать существующее состояние окружающей среды с тем, чтобы установить, какие именно свойства, присущие этой среде, могли бы трансформироваться в желаемое будущее состояние. Так возникает задача проектирования и продуцирования технической системы (ТС) - совокупность технических устройств (элементов) и взаимосвязей между ними, предназначенных для выполнения определенных функций. В дальнейшем в процессе функционирования ТС происходит преобразование окружающей среды в запланированном направлении, при этом она сама выступает в качестве средства, с помощью управления которым человек достигает поставленную цель.

Для комплексного решения проблемы эффективного использования ТС нами предлагается ввести термин стратегия функционирования системы, как последовательность периодов ее безопасного функционирования, технического обслуживания и ремонта в течение принятого срока службы, направленную на достижение потребителем максимального суммарного эффекта. В качестве целевой функции оптимизации выступает эффект, полученный от функционирования системы.

Введем следующие обозначения:

$T$  - период функционирования системы;

$Q_1$  - первоначальная стоимость системы;

$D_j$  - приведенный доход, приносимый системой за  $j$ -й год эксплуатации (за вычетом эксплуатационных расходов);

$D_T$  - суммарный приведенный доход за весь срок службы;

$Z_{P_j}$  - затраты на ремонт системы в году  $j$ ;

$Z_{P_T}$  - суммарные затраты на ремонт системы;

$S_{OCT_j}$  - остаточная стоимость к концу  $j$ -го года эксплуатации с учетом утилизационных затрат;

$S_{OCT_T}$  - остаточная стоимость системы к концу периода функционирования;

$E_j$  - прибыль, полученная потребителем от эксплуатации системы за  $j$ -й год;

$E_T$  - величина суммарного эффекта.

Между текущими и суммарными величинами выполняются соотношения:

$$D_T = \sum_{j=1}^T D_j, Z_{P_T} = \sum_{j=1}^T Z_{P_j}, E_T = \sum_{j=1}^T E_j.$$

Величина суммарного эффекта может быть определена из выражения:

$$E_T = D_T + S_{OCT_T} - Z_{P_T} - Q_1.$$

При расчете суммарного эффекта целесообразно использовать безразмерные величины, отнесенные к стоимости новой системы на момент ее приобретения:

$$\bar{D} = D_T / Q_1; \bar{Z}_P = Z_{P_T} / Q_1; \bar{E} = E_T / Q_1.$$

В этом случае суммарный эффект составит:

$$\bar{E} = \bar{D} + S_{OCT_E} / Q_1 - \bar{Z}_P - 1.$$

Учитывая длительную продолжительность жизненного цикла ТС, расчет суммарного эффекта производится при помощи дисконтирования – способа приведения будущих доходов (расходов) и размеров капитала для сопоставления с суммой вложенного капитала в оценке на момент вложения.

Используя элементы теории управления проектами, теории «старения», теории графов, теории нечетких множеств, теории управления запасами, теории массового обслуживания, в Одесском

национальном морском университете разработана прикладная программа «Моделирование и прогноз». Программа «Моделирование и прогноз» предназначена для моделирования жизненного цикла ТС в режиме реального времени. Исходными данными для работы программы являются:

- схема разузлования ТС;
- иерархическая принадлежность элементов к тому или иному узлу;
- планируемые сроки службы каждого элемента системы;
- планируемые сроки проведения ремонтов и технического обслуживания;
- стоимость каждого элемента;
- закон и основные параметры распределения, по которому изменяется техническое состояние элементов;
- продолжительность устранения той или иной неисправности;
- затраты на ремонт каждого ремонтпригодного элемента;
- эффект, полученный от извлечения полезных свойств из ТС.

В результате работы программы можно получить следующие результаты:

- график изменения функционального состояния системы в зависимости от времени эксплуатации;
- график изменения функционального состояния отдельно взятого элемента в зависимости от времени эксплуатации;
- схему разузлования системы по отдельным узлам и элементам;
- отчет по затратам на ремонтные работы и техническое обслуживание за весь период эксплуатации;
- суммарный эффект, полученный за весь период функционирования системы;
- совокупность графиков демонстрирующих эффективность работы системы.

Программными средствами предусмотрено самообучение экспертной системы «Моделирование и прогноз» в процессе эксплуатации ТС на основании результатов безразборного диагностирования, опыта эксплуатации, анализа ремонтов.

Предложенная программа может использоваться как организациями, проектирующими, создающими и эксплуатирующими технические системы, так и в учебном процессе студентами технических специальностей.

# ОБЕСПЕЧЕНИЕ БЕЗОПАСНОСТИ КОРПОРАТИВНЫХ СЕТЕЙ ПРЕДПРИЯТИЙ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМ ИСКУССТВЕННОГО ИММУНИТЕТА

*А.И. Михалев, д-р техн. наук, проф., Ю.О. Калиберда асп.  
Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепропетровск,  
пр. Гагарина 4, Украина [mai@dmeti.dp.ua](mailto:mai@dmeti.dp.ua)*

В настоящее время практически все технологические процессы контролируются компьютерными системами, под управлением мощных серверов, которые, как правило, соединены между собой в локальные или корпоративные сети предприятий. Для повышения надежности и долговечности такого класса сложных технических систем необходима защита серверов как от вторжений из вне, так и от ошибок пользователя.

Современные программные средства обеспечения безопасности, которые реализуют методы сигнатурного анализа для выявления вторжений, или методы статистического анализа для выявления аномалий не могут обеспечить гарантированной или даже приемлемой защиты кибернетического пространства компьютерных систем и сетей от нарастающей угрозы все новых и разнообразных атак со стороны быстро прогрессирующих специалистов.

Внимание исследователей и разработчиков специализированного программного обеспечения для защиты компьютерных систем и сетей все чаще обращается к эвристическим методам, нейросетевых технологий и к другим эволюционным механизмам, которые довели свою эффективность в биологических системах, обеспечивая их выживание в самых сложных условиях внешней среды, которая быстро изменяется. К ним относятся генетические алгоритмы и соответствующие эволюционные механизмы: селекции, скрещивание и мутации, эволюционные вычисления, эволюционное моделирование и механизмы искусственного иммунитета.

Перспективным решением представляется создание искусственной иммунной системы для защиты. Предполагается, что такие системы будут иметь те же преимущества, что и иммунная система человека, а именно адаптивность и самоорганизация, устойчивость к ошибкам.

Исходя из особенностей сервиса или протокола, выбираются исходные данные для формирования геномной библиотеки, которая

затем пополняется в процессе обнаружения аномальной активности (т.е. эволюции геномной библиотеки).

Для отбора наиболее подходящих детекторов используется клональный отбор. Формально клональный алгоритм можно представить в следующем виде[1]:

$$\text{CLONALG} = (\text{Ab}, \text{Ag}, L, N, n, \beta, d, \varepsilon),$$

где:

Ab – выходная популяция антител-детекторов;

Ag – популяция антигенов (библиотечные шаблоны, класс которых заранее известен);

L – длина рецептора антитела;

N – количество антител в популяции;

n – количество антител, которые отбираются для клонирования;

$\beta$  - множительный фактор, регулирующий количество клонов отобранных антител;

d - количество антител, подлежащие замене новыми;

$\varepsilon$  - критерий остановки алгоритма.

В качестве критерия соответствия используются:

Расстояние Евклида

$$D = \sqrt{\sum_{i=0}^L (ab_i - ag_i)^2},$$

где:

$ab_i$  - значение, стоящее в  $i$  - позиции вектора ab,

$ag_i$  - значение, стоящее в  $i$  - позиции вектора ag,

L - длина вектора.

Расстояние Манхеттена

$$D = \sum_{i=0}^L |ab_i - ag_i|,$$

где:

$ab_i$  - значение, стоящее в  $i$  - позиции вектора ab,

$ag_i$  - значение, стоящее в  $i$  - позиции вектора ag,

L - длина вектора.

Расстояние Хемминга

$$D = \sum_{i=0}^L \delta_i,$$

где:

$$\delta_i = \begin{cases} 1 & ab_i \neq ag_i \\ 0 & ab_i = ag_i \end{cases}$$

$ab_i$  - значение, стоящее в  $i$  - позиции вектора  $ab$ ,

$ag_i$  - значение, стоящее в  $i$  - позиции вектора  $ag$ ,

$L$  - длина вектора.

В свою очередь, механизмы клональной селекции оперируют вероятностными характеристиками и вместо полного соответствия параметров довольствуются частичным. Изменение коэффициента соответствия изменяет количество ложных срабатываний системы. При этом в качестве замены белку антигенов выступают системные вызовы или сетевые пакеты. Для уменьшения количества антител детекторы конкурируют между собой, подобно тому, как лимфоциты конкурируют при связывании инородного антигена, и такая система оставляет соответствующие только наиболее часто проявляющимся явлениям. Кроме того, такая система имитирует механизм клональной селекции, в результате которой генерируются ранее неизвестные сигнатуры, которые в свою очередь сравниваются с нормальным профилем. В итоге такая система создает минимально возможный набор детекторов, способных обнаруживать максимальное число аномалий.

### *Литература*

1. Литвиненко В.И., Фефелов А.А., Горавский С.П. Объектно-ориентированная реализация алгоритма клональной селекции // Радиоелектроніка. Інформатика. Управління / Запоріжжя, 2003 (9). – с.81-88.
2. D. Dasgupta and S. Forrest. Artificial Immune Systems in Industrial Applications. In the proceedings of the Second International Conference on Intelligent Processing and Manufacturing of Materials (IPMM), Honolulu, July 10-15, 1999.
3. Михалев А.И., Калиберда Ю.О. Применение искусственных иммунных систем для выявления аномалий в сетевом трафике // Міжнародна наукова конференція Інтелектуальні системи прийняття рішень та прикладні аспекти інформаційних технологій (ISDMIT`2006) 2006 (2) - с.215-217.

# ИССЛЕДОВАНИЕ ХАОТИЧЕСКОГО ПОВЕДЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ С ЦЕЛЬЮ ПОВЫШЕНИЯ ИХ НАДЕЖНОСТИ

*Деревянко А.И., Евтушенко А.В.*

*Национальная металлургическая академия Украины, г.Днепропетровск, пр. Гагарина, 4*

Хаотическое поведение динамических систем обнаруживается в процессах, протекающих в различных технических системах, и может привести к нарушению их функционирования или разрушению. Определение момента возникновения хаотического поведения, с целью управления им, является важной задачей при повышении надежности и долговечности технических систем.

В работе рассмотрена задача определения момента возникновения хаотического поведения в динамических системах по результатам экспериментального наблюдения.

Необходимым условием существования хаотического поведения является потеря динамической системой информации о начальных состояниях. Однако, в условиях пассивного эксперимента, как правило невозможно варьировать начальные условия. Поэтому в работе рассмотрен ряд «непрямых» методов позволяющих оценить условия хаотического поведения в системе по временным рядам экспериментальных данных.

Применение этих методов направлено на решение двух задач.

Во-первых, определение факта хаотического поведения системы и момента его возникновения (сечение Пуанкаре фазового пространства, спектр мощности Фурье, показатели Ляпунова и фрактальная размерность).

Во-вторых, оценка размерности фазового пространства системы.

В качестве объекта исследования рассмотрим нелинейную систему Ресслера (1), описываемую тремя дифференциальными уравнениями первого порядка.

$$\begin{aligned}\dot{x} &= -(y - z) \\ \dot{y} &= x + ay \\ \dot{z} &= b + xz - cz\end{aligned}\tag{1}$$

Движение можно представить в виде траектории  $F\{x(t), y(t), z(t)\}$  в трехмерном фазовом пространстве. Тогда отображение Пуанкаре есть последовательность точек  $\{x_n(t), y_n(t), z_n(t)\}$  плоскости пересеченной фазовой траекторией в одном и том же направлении, т. е.

если  $\vec{s}(t)$  — единичный вектор, касательный к траектории, то скалярное произведение  $\vec{s}(t_n) * \vec{n}$  всегда должно иметь один и тот же знак. В случае хаотического поведения системы отображение Пуанкаре имеет вид скопления точек в ограниченной области. Это обусловлено тем, что «фазовый портрет» такой системы – странный аттрактор.

Другой признак хаотических колебаний — сплошной спектр мощности Фурье. Этот признак хаоса важен, когда система имеет малую размерность.

Для странных аттракторов ближайшие фазовые траектории расходятся экспоненциально. Для определения показателей Ляпунова произвольная точка фазовой траектории  $x(t_0)$  принимается за начальную и ищется соседняя (ближайшая) к ней точка  $z(t_0)$  на другой фазовой траектории. Расстояние между этими двумя точками ( $L_0(t_0)$ ) при хаотической динамике со временем растет экспоненциально (рисунк 1).

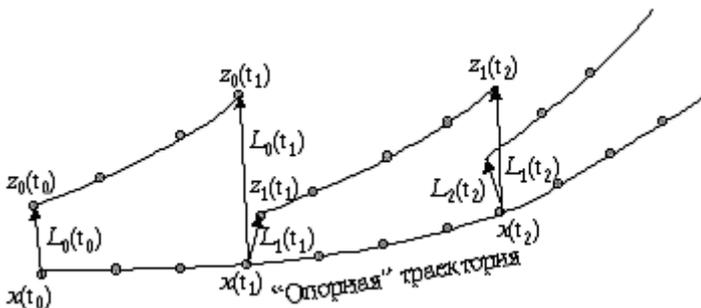


Рисунок 1 — К определению экспоненты Ляпунова из значений временного ряда

Если следующее значение  $(L_0(t_1)) > (L_0(t_0))$ , то оно отбрасывается и ищется новая точка  $z_1(t_1)$ , ближайшая к  $x(t_1)$  и лежащая в том же направлении, что и  $z_0(t_1)$ .

Т.к. последовательность  $L_j(t_j)$  описывает поведение малого возмущения, эти значения должно быть малыми, чтобы линеаризованная вдоль траектории система хорошо описывала эволюцию. С другой стороны она не должна быть настолько малой, чтобы стать сравнимой с уровнем шумов вычислений или измерений.

Если условия выполняются, то экспонента Ляпунова определяется из выражения:

$$\lambda_1 = \frac{1}{t_M - t_0} \sum_{j=0}^{M-1} \log \left( \frac{L_i(t_{M1})}{L_i(t_j)} \right), \quad (2)$$

где (M-1)- число смен соседних траекторий. Положительный показатель Ляпунова указывает на возможность хаотического поведения системы.

Фрактальная структура траектории движения в фазовом пространстве указывает на странный аттрактор. Странные аттракторы нелинейных динамических систем имеют самоподобную структуру, поэтому для них возможна идентификация скейлинговых свойств, которые оцениваются с помощью фрактальных размерностей.

При решении задачи оценки размерности фазового пространства системы производится репродукция аттрактора в реконструированном фазовом пространстве, которое восстанавливается из временного ряда, представляющего собой последовательность дискретных значений наблюдаемой переменной на выходе системы.

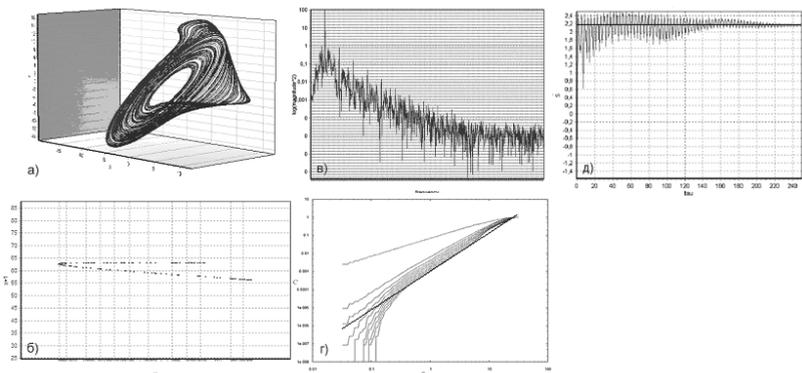
В методе задержек в m-мерном пространстве строится аттрактор из значений экспериментального временного ряда  $x_i$  ( $i=1,2,3,\dots,N$ ) следующим образом:

$$X_i = (x_i, x_{i+\xi}, x_{i+2\xi}, x_{i+3\xi}, x_{i+4\xi}, \dots, x_{i+(m-1)\xi}) \quad i=1,2,3,\dots,N-(m-1)\xi \quad (3)$$

где  $X_i$  - m-мерный вектор аттрактора полученный из значений экспериментального временного ряда  $x_i$ , и  $\xi$  это задержка.

Рассмотренные выше методы были протестированы на модельном временном ряде, полученном как решение «генератора» Ресслера (1), для которого выбор управляющих параметров  $a=b=0.2$ ,  $c=5.7$  обеспечил заведомо хаотический режим системы.

Результаты рассмотренных тестовых примеров (рисунок 2) хорошо согласуются с результатами, представленными в работе[2].



а) аттрактор Ресслера; б) сечение Пуанкаре; в) спектр мощности;  
 г) оценка размерности аттрактора; д) оценка максимальной экспоненты Ляпунова.  
 Рисунок 2 — Результаты анализа тестового временного ряда.

Далее методы были использованы для оценки возникновения хаотических колебаний на временном ряде полученном экспериментальным путем с установки циркуляционного вакуумирования стали.

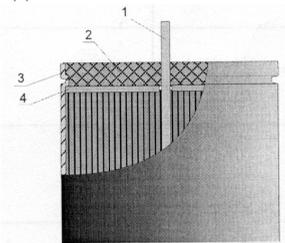
Как показали проведенные исследования совокупность рассмотренных показателей (сечение Пуанкаре фазового пространства, спектр мощности Фурье, показатели Ляпунова и фрактальная размерность) позволяют оценить наличие хаотического движения в системе и являются инструментом в исследовании работы технических систем в целях повышения их надежности и долговечности.

### *Литература*

1. Addison, Paul S. Fractals and chaos: an illustrated course. – IOP Publishing Ltd 1997.
2. Abarbanel, Henry D.I. The analysis of observed chaotic data in physical systems // Reviews of Modern Physics, Vol.65, No.4, October 1993. – P.1331
3. Мун Ф. Хаотические колебания: Вводный курс для научных работников и инженеров: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990 – 312с.
4. Кузнецов С.П. Динамический хаос (курс лекций). М.: Издательство Физико-математической литературы, 2001. – 296 с.
5. Шустер Г. Детерминированный хаос. М.: Мир, 1988. – 240 с.

## **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ДОСЛІДЖЕННЯ ГНУЧКОСТІ ГЕРМОВУЗЛА СЕКТОРНОЇ КОНСТРУКЦІЇ**

Конструкція тонкоплівкових та електролітичних конденсаторів (рис.1) передбачає наявність вузла вологозахисту, який герметизується компаундом.



1-вивід, 2-компаунд, 3-корпус, 4-перегородка.  
Рис. 1. Конструкція конденсатора

Як показує практика найбільш поширеним дефектом таких конденсаторів є розгерметизація даного вузла внаслідок механічних та температурних впливів.

В [1] були розроблені та досліджені математичні моделі взаємодії компаунда з виводом та оболонкою в різних конструкціях гермовузлів тонкоплівкових та електролітичних конденсаторів. На основі проведених досліджень, для ліквідації вказаного дефекту, було запропоновано значно збільшити гнучкість оболонки, щоб вона "легше" слідувала за деформаціями компаунда. Однак шляхів досягнення цього розглянуто не було.

В даній статті вивчається ефективність збільшення місцевої податливості оболонки конденсатора по довжині, контактуючої з компаундом, запропонованого нами шляхом розрізання цієї частини оболонки по твірних на  $n$ -секторів (рис.2).

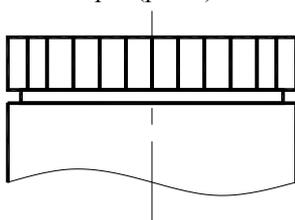


Рис. 2. Секторна конструкція гермовузла

Будемо вважати, що утворена таким чином секторна конструкція складається з  $n$  консольних балочок, защемлених в місті

розташування текстолітової перегородки і навантаженої контактним тиском  $q$  по довжині.

Чим на більше число секторів розрізана оболонка, тим меншою буде жорсткість кожної балочки окремо і тим ближче поперечний переріз такої балочки буде наближатись до прямокутного.

Отож, балка прямокутного поперечного перерізу шириною  $b$  і висотою  $h$ , защемлена на лівому кінці, згинається рівномірно розподіленим навантаженням інтенсивності  $q$  (рис.3).

Розташуємо вісі координат таким чином: початок координат розмістимо на лівому кінці балки, вісь  $OZ$  направимо по вісі балки вправо, а вісь  $y$  - вниз.

Диференційне рівняння для зігнутої вісі балки має вигляд:

$$EI_x \frac{d^4 y}{dz^4} = q(z) \quad (1)$$

де  $E$  - модуль пружності матеріалу;  $q(z)$ - розподілене навантаження, вважаємо  $q(z)=q=const$ ;  $y(z)$ - прогин балки;  $I_x$  - момент інерції поперечного перерізу балки.

$$I_x = \frac{bh^3}{12}$$

Рівняння (1) можна переписати у вигляді:

$$\frac{d^4 y}{dz^4} = \frac{q}{EI_x} \quad (2)$$

Для однозначного визначення функції  $y(z)$  задамо граничні умови:

$$\begin{cases} y_{z=0} = 0 \\ \frac{dy}{dz}_{z=0} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

тобто, прогин та кут повороту балки в місті защемлення дорівнює нулю,

$$\begin{cases} \frac{d^2 y}{dz^2}_{z=l_2} = 0 \\ \frac{d^3 y}{dz^3}_{z=l_2} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

тобто, згинаючий момент та перерізуюча сила на вільному торці балки дорівнює нулю. Загальний розв'язок рівняння (2) знаходимо методом почергового інтегрування:

$$y(z) = \frac{q}{EI_x} \left( \frac{z^4}{24} + l_2 \frac{z^3}{6} + l_2^2 \frac{z^2}{4} \right) \quad (5)$$

Результати розрахунку прогину балки довжиною 5 мм, що рівна відстані від вільного торця оболонки до перегородки, представлено у відносних одиницях:

$$\delta = \frac{q}{4\beta^4 D},$$

у вигляді графіка на рис. 3,

де  $D$  - циліндрична жорсткість  $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ ;

$$4\beta^4 = \frac{Eh}{R^4 D} = \frac{12(1-\mu^2)}{R^2 h^2}.$$

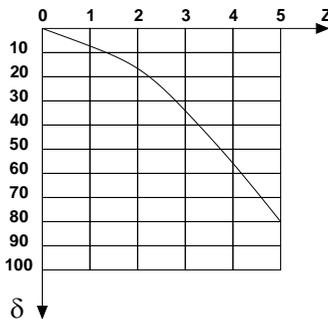
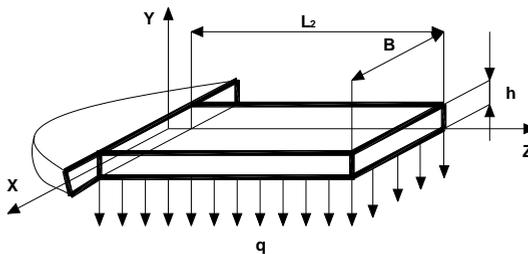


Рис. 3. Схема навантаження балки і залежність прогину від довжини

Порівняння цього графіка з результатами отриманими в [1] показує багатократне (у 80 разів) збільшення податливості оболонки секторної конструкції по її довжині, контактуючої з компаундом в порівнянні з нерозрізаною оболонкою. Експерименти довели правильність теоретичних розрахунків.

Очевидно, що податливість секторної конструкції можливо довести до дуже малих значень. Її податливість можливо регулювати розрізанням на потрібну кількість секторів, задаючи тим самим жорсткість утворених балочок.

### ***Висновки***

Отримані в даній статті результати доводять доводять припущення про більшу ефективність запропонованої секторної конструкції вузла вологозахисту тонкопліткових та електролітичних конденсаторів над існуючою. Запропонована конструктивна особливість може бути застосована не тільки в конденсаторах, але й в інших конструкціях гермовузлів горловинного типу, де застосовується герметизація епоксидними компаундами.

### ***Література***

1. Розробка та дослідження математичних моделей взаємодії компаунда з виводом та оболонкою в різних конструкціях гермовузлів тонкопліткових та електролітичних конденсаторів / Р.О. Борячок// Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах. – 2006.– №2.– С. 80-84

## **STATISTICAL ANALYSIS OF SHIP HULL CORROSION DEFECTS**

*Andrusenko Ilja, Januteniene Jolanta, Mickeviciene Rima,  
Klaipeda University, Marine Technical Faculty  
Tel:00370 46 398692, jolanta.januteniene@gmail.com*

The paper examines the corrosion wastage of 3 different plating lines of six chemical tankers after 20 and 25 years of service. The statistical analysis of the results of thickness measurements provides mean values and standard deviations of corrosion depth. It is proved, that corrosion defects of ship hull with 90 percent probability are spread by the low of the Normal distribution. These statistical dependences can be used for the prediction of the ship reliability.

According to ISO 8044, “corrosion is the interaction of a metal with its environment which may cause changes to its properties and which frequently may cause a degradation of the performance of the metal, of its

environment or the system that comprises them” [1]. Corrosion is the most important cause of wear of the ship hull metal that results the reduction in thickness. The main factors that affect the rate of hull corrosion are time in ballast, water temperature, salinity, liquid cargo type, protective coating system, navigation routes, etc. [2, 3]. The chemical tanker of 25 year age requires a big amount of hull and machinery repair works. According Class Rules its docking has to be executed two times during 5 years and the gap between docking have to be less than 36 month. During docking the survey of hull structures has to be given and possible defects and damages have to be determined according the Survey programme [4, 5].

Obviously, analysis of the ship hull corrosion defects, causes of corrosion, prediction of external forces are very important problems. Experimental measurement of corrosion defects of the ship hull and its statistical analysis are done in this work.

All measurements were made for six chemical tankers after 20 and 25 years of service according requirements of standard Rules of Classification Society. The measuring scheme for ultrasonic hull control when thickness in 5 points is gauged on each plate of chosen section usually is used. Precision ultrasonic equipment for ship hull thickness measurement usually operates at frequencies between 500 KHz and 10 MHz, using piezoelectric transducers to generate bursts of sound waves when excited by electrical pulses. The size of damage is founded by comparing of amplitudes.

The 6 chemical tankers were chosen as target of the investigation. Main characteristics of chemical tanker: length - 170,53 m; breath – 25,32 m.; draught – 14,44 m.; deadweight – 27954 t; built date 1976 in Poland (1A1 Tanker for Chemicals ESP E0).

The aim of this investigation is experimental and analytical determination of the degree of corrosion wastage of aged chemical tankers and determination the distribution function for possible further prediction of corrosion rate.

In this work the data of ship hull corrosion defects are taken when ship was used for 20 years and for 25 years. The ship hull sheets are marked by horizontal and named by letters from “A” till “N”. Results of measured corrosion depth of all area of the ship hull are presented in fig 1.

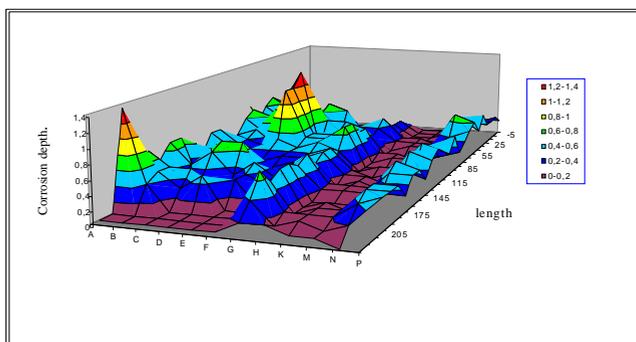


Fig. 1. 3D corrosion depth of the ship hull after 25 years of exploitation.

We separate 3 lines of the ship hull for the next investigation: „A“ line- bottom of the ship, „G“–water–air line and „N“– line on the top of ship hull. Distribution of the data of corrosion depth on the bottom of the ship hull (line “A”) is presented in fig.2.

As we can see the tendency of corrosion depth are analogical when the time of ship exploitation is 20 years and 25 years i.e. on the forebody and stern of the ship corrosion depth values are bigger because of the cavitation phenomenon.

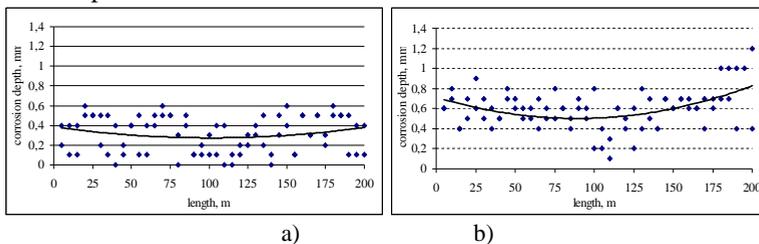


Fig. 2. Data of corrosion depth on the bottom of the ship hull line „A“: a) after 20 years of exploitation; b) after 25 years of exploitation.

In analysis of statistical data we need to determinate how well the data fit an assumed distribution. The goodness of fit can be tested statistically, to provide a level of significance that the null hypothesis is rejected. We analyze the data of corrosion defects of ships exploited 20 years. We prove the null hypothesis  $H_0$ , that the depth of corrosion of ship hull line „A“ (bottom) is spread by the law of Normal distribution.

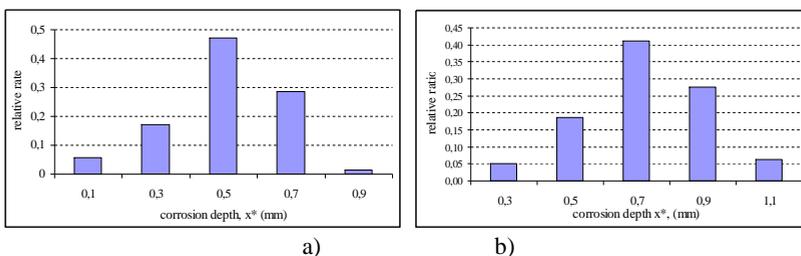


Fig.3. Histograms of corrosion depth on the bottom of the ship: a) after 20 years of exploitation; b) after 25 years of exploitation.

We will prove this hypothesis by the criteria compatibility of Pirson  $\chi^2$ . The number of corrosion defects  $n=70$ ,  $\alpha=0,01$  and degree of freedom  $k-1=3$ .

We calculate the center of intervals  $x^*$ , the empirical average  $\bar{x}$  and empirical standard  $\bar{s}$ . We get  $\bar{x} = 0,506$  mm,  $\bar{s} = 0,174$  mm.

We normalize values and calculate the end of intervals  $z_i, z_{i+1}$ . We calculate the probabilities

$$p_i = \Psi(z_{i+1}) - \Psi(z_i) \quad \forall i = 1, \bar{k} \quad (1)$$

and theoretical rates  $n'_i = p_i n, \quad \forall i = 1, \bar{k}$ .

$$\text{The values of criteria } \chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{n'_i} - n \quad (2)$$

We compare our values with Pirson's function  $\chi^2$  values: the inequality  $\chi^2 = 3,96 < \chi^2_{0,01;3} = 11,34$  is exact enough. Then we can say that the hypothesis of X Normal distribution is right.

We verify accuracy of calculation when number of incidents is  $n=70$ , and we get the interval of average is  $I_{95} = (0,506 \pm 0,041)$  mm.

Analogically we investigate distribution of corrosion depth on the next lines of the ship hull and we can say that the hypothesis of X Normal distribution is right.

1. Corrosion depth of ship hull is measured in two cases: after 20 years of exploitation and after 25 years of exploitation. The mean of corrosion rate are defined: 0,01-0,017 mm/years for the ship of 20 years and 0,025-0,05 mm/years- for the ship of 25 years of exploitation.

2. By the results of measured corrosion depth the 3 general plating lines of the ship hull for investigation were separated: „A“ line- bottom of the ship, „G“-water-air line and „N“- line on the top of ship hull. It is proved that depth of corrosion are with 90 probability spread by the law of Normal distribution.

3. Results of statistical analysis are needful for the various prediction calculation of the ship reliability.

### **References**

1. ISO 8044 Corrosion of Metals and Alloys - Basic Terms and Definitions.

2.C. Guedes Soares ir Y. Garbatov. Reliability of maintained ship hull girders subjected to corrosion and fatigue. Structural Safety, Volume 20. 1998. 201-219 p.

3.M. Panayotova, C. Guedes Soares ir Y. Garbatov. Corrosion monitoring of ship hulls. Maritime industry, ocean engineering and coastal resources, Volume 1. 2007. 263-269 p.

4.Unyime O. Akpan, T. S. Koko, B. Ayyub ir T. E. Dunbar. Risk assessment of aging ship hull structures in the presence of corrosion and fatigue. Marine Structures, Volume 15. 2002. 211-231 p.

5.Правила классификации и постройки морских судов. СПб. Российский морской регистр судоходства, 1995.

## **МОДЕЛИ ФОРМИРОВАНИЯ МЕТАЛЛОСТРУКТУР КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ НА ОСНОВЕ 3D ПЕРКОЛЯЦИОННЫХ КЛАСТЕРОВ**

*д.т.н., проф. А.И. Михалев, асп. В.Г. Горб, к.т.н., доц. В.В. Помулев, д.ф.-м. н., проф.  
Белозеров В.Е.*

*Национальная металлургическая академия Украины, г. Днепрпетровск, пр. Гагарина 4,  
Днепрпетровский национальный университет пр..Гагарина 72 [mai@dmeti.dp.ua](mailto:mai@dmeti.dp.ua)*

В настоящее время остро стоит вопрос о повышении конструкционных свойств надежности и долговечности металлических материалов, качества математических моделей формирования их структуры [2].

В данной работе предложен один из подходов моделирования 3D структуры металлических материалов, основанный на пространственных перколяционных кластерах.

Как известно, для получения информации о структуре используют различные методы и подходы описания видимой в микроскоп (или на микрофотографии) картины. В тоже время, истинный интерес представляет пространственное строение сплава, а не плоскостная структура, более того необходимо получать строго количественную оценку его строения (структуры) [1]. Однако прямые наблюдения внутреннего строения металлических материалов невозможно. В этой связи приходится ограничиваться изучением двухмерной картины, рассматривая плоскостную структуру не как самостоятельный объект оценки, а лишь как источник информации о реальном пространственном строении сплава [3]. Оправданность предложенного подхода обоснована самим процессом затвердевания, при котором образуются два вложенных друг в друга перколяционных

кластера: один, состоящий из частиц кластера, другой - из материала среды, окружающей кластер [2].

В основе работы лежат следующие положения:

- механические и технологические свойства определяются микроструктурой [2];
- микроструктура в не стационарном состоянии обладает фрактальными свойствами;
- пространственная модель (перколяционные кластеры) является фрактальной.

Опираясь на триаду Н.С. Курнакова состав-структура-свойства [2], связь механических свойств и микроструктуры можно записать так:

$$P_{mex} = M[S], \quad (1)$$

где  $S = \{s_i\}$  – структура материала,  $M$  – оператор.  $s_i$  – соответствующая структура  $i$ -го сечения ( $s_i \in S$ ),  $i = 1..n$ .

Поэтому в терминах пространственной перколяционной модели структура может быть описана так:

$$S = P[Df, Exp], \quad (2)$$

где геометрия, а точнее «изрезанность», неравновесность характеризуется параметрами модели  $Df$  – фрактальная размерность и  $Exp$  – критические экспоненты перколяционных кластеров, более того эти параметры характеризуют способ заполнения пространства кластером.

Простейший пример пространственной перколяции это  $d$ -мерная коробка (решетка) в которую случайным образом накинаны два типа шаров: проводящие и изоляторы. При этом ключевым параметром является величина, называемая критическим отношением объемов (critical volume fraction).

При этом, как показывают исследования, величина является геометрическим инвариантом. Другой важной геометрической характеристикой является корреляционная длина:

$$l \sim r(p_c - p)^{\nu}, \quad (3)$$

где  $r$  – размер элементов (полиэдры, шары, эллипсоиды),  $\nu$  – критическая экспонента ( $\nu \in Exp$ ),  $p$  – отношение числа проводящих элементов к не проводящим,  $p_c$  – порог перколяции.

Присутствие связи между фрактальными характеристиками и геометрическими характеристиками перколяционного кластера обусловлены следующим соотношением:

$$m \sim l^f, \quad (4)$$

где  $m$  – масса кластера,  $l$  – корреляционная длина,  $f$  – критическая экспонента, которая для случая  $p=p_c$  всегда меньше  $D_E$ . Более того,  $(D_E - f)$  – это дефицит размерности или соразмерность Хаусдорфа, являющаяся связывающим звеном между теорией фракталов и перколяционными кластерами.

Модель рассматриваемую в работе можно представить таким образом:

$$P_{mex} = G[Exp, Df_{к\text{ласт}}], \quad (5)$$

где  $Exp$  – набор критических экспонент перколяционной системы,  $Df_{к\text{ласт}}$  – фрактальная размерность перколяционного кластера,  $P_{mex}$  – механические свойства. При этом,  $Exp$  – вычисляются аналитически, а  $Df_{к\text{ласт}}$  служит для проверки адекватности модели.

Процедура проверки адекватности требует дополнительного объяснения. Несмотря на возможность генерировать 3D объекты на основе перколяционного процесса, по-прежнему остается крайне трудной задачей сравнить их с соответствующим 3D структурообразованием, так как «извлечь» его в чистом виде невозможно.



Рисунок 1 – Структура перколяционных кластеров: А и В – соответствующие сечения.

Таким образом, методом проверки на соответствие является сравнение экспериментальных сечений, как схематично показано на рисунке 1. При этом и в модельной структуре, и в реальном объекте делаются сечения. Далее для сечений модели и шлифов вычисляется фрактальная размерность,  $Df_{mod}$ ,  $Df_{real}$  – степень их близости и определяет степень адекватности модели.

$$Df_{mod} - Df_{real} < \varepsilon \quad (6)$$

где  $\varepsilon$  - некоторая погрешность модели, которая показывает адекватность модели.

### ***Литература***

1. Смирнов Б.М. Физика фрактальных кластеров. М.:Наука, 1991.-136 с.
2. Куликов Д.В., Мекалова Н.В., Закиричная М.М. Физическая природа разрушения// <http://www.mahr.oil.ru>, 1999.
3. Михалев А.И., Помулев В.В. Вопросы геометрического моделирования структур металлических материалов на основе перколяционных кластеров. //Системные технологии. Региональный межвузовский сборник научных работ. – Выпуск 3 (44). – Днепропетровск, 2006. – С. 31 – 34.

## **ВІБРАЦІЙНЕ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ГІДРОКАВІТАЦІЙНОГО ВПЛИВУ НА СКЛАД ТА ВЛАСТИВОСТІ ВОДИ**

*Сілін Р.І., Гордєєв А.І.*

*Хмельницький національний університет, Україна*

Повернення очищеної води у екологічну систему природи є найактуальнішою задачею людства.

Запропоноване обладнання відноситься до водопостачання, а саме до малогабаритних мобільних пристроїв, які використовуються для підготовки стічної та промислової води для подальшого використання.

Дослідженнями [1,2] було встановлено, що значний вплив на зміну властивостей та складу води, має гідрокавітація, яка виникає в насадку вібраційного гідропульсатора. Авторами запропоновано вібраційне обладнання для зміни властивостей та складу води [3,4]. Схеми вібраційного обладнання показані на рис. 1 та рис. 2.

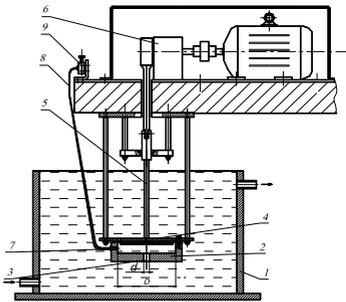


Рис.1

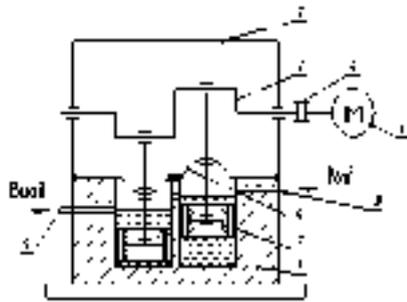


Рис.2

Обладнання, зображене на рис.1 [3] працює таким чином. При ході мембрани ввєрх рїдина затїкає в корпус 2 через отвір 3, в цей час через дросель 9, шланг 8 та штуцер 7 всмоктується порція повітря. При руху мембрани вниз газорїдинна сумїш виштовхується у бак 1. Далї цикл повторюється. Завдяки певним співвідношенням діаметру  $D$  корпусу та діаметру  $d$  отвору ( $D/d=12$ ), та перепаду тисків ( $P_k=0,38P_0$ ), у баку 1 і корпусі 2 створюється кавітаційна порожнина в отворі 3.

Завдяки кавітаційному ефекту проходить подрїбнення завислих часток та насичення рїдини пухирцями повітря. Завдяки тому що дросель 9 встановлений вище рївня рїдини та малій степені його відкриття, рїдина через нього не виходить. Аналіз води, обробленої протягом 20 хвилин на запропонованому пристрої, показав зростання окислюваності води до 180%, що дає значне скорчення часу освітлення води.

Обладнання, зображене на рис.2 [4] працює таким чином. Вода поступає самотьком у корпус 1 у праву та лїву ємності, після вмикання двигуна 5 поршні 2 виконують зворотно-поступальний рух від кривошипно-шатунного вала 3, рїдина багаторазово проходить крїзь отвори у поршнях 2. Для того щоб вода не розбризувалась з ємності, вони закриті гумовими мембранами 4. Завдяки зустрічному та протилежному руху поршнів 2 зменшується динамічний вплив на вузли пристрою.

При проходженні рїдини через отвори у поршнях 2 виникає гідрокавітація. Завдяки певним співвідношенням діаметра  $D_n$  поршня 2 до діаметра отвору  $d$  ( $D_n/d = 12$ ), амплїтуді та частоті коливань, в отворі виникає та зникає кавітаційна порожнина, яка енергетично впливає на структуру води.

Проведені дослїди на модельній установці показали зниження вмісту кальцію та магнію на 22% , зменшення біологічної потреби кисню у 2,2 раза, що підвищує швидкість бродіння біологічних часток.

Запропоновані конструкції вібраційного обладнання для кавітаційної обробки води дає можливість обробляти невеликі об'єми води з малими енерговитратами завдяки роботі приводу у резонансному режимі.

Запропонована технологія та обладнання вібраційної гідрокавітаційної обробки води може бути застосована на підприємствах сільського господарства для попередньої очистки та знезараження фекальних вод, для прискорення процесів бродіння у водоймах – відстійниках.

### *Література*

1. Сілін Р.І., Гордєєв А.І., Третько В.В., Сорока І.І. Кавітаційна обробка та її вплив на склад води // Вісник Технологічного університету Поділля. – 2002. – №3. – С. 253–257.
2. Сілін Р.І., Гордєєв А.І. Вібраційні коливання та їх вплив на склад води // Вибрации в технике и технологиях. – 2004. – №3(35). – С. 104–108.
3. Пат. 10347 Україна, МПК В01F5/00. Устаткування для обробки води /Р.І. Сілін, А.І. Гордєєв, В.В. Третько, І.І. Сорока (Україна) – 200503620; Заяв. 18.04.2005; Опубл.15.11.2005, Бюл. № 11. - 2 с. ил.
4. Пат. 25775 України, МПК В01F 5/00. Кавітаційний пристрій для обробки води / Р.І. Сілін, А.І. Гордєєв, О.А. Гордєєв, В.В. Третько, Є.А. Урбанюк (Україна) – 200702555; Заяв. 12.03.2006; Опубл.27.08.2007, Бюл. №13. - 2 с. ил.

## **ВИБРАЦИИ САМОЛЕТОВ С ТУРБОВИНТОВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ ИЗ-ЗА КОСОГО ОБДУВА**

*Ройзман В.П.<sup>(1)</sup>, Богорош А.Т.<sup>(2)</sup>*

*<sup>(1)</sup>Хмельницький національний університет, 11, Інститутська ул., г. Хмельницький, 29016, Україна E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua*

*<sup>(2)</sup>Національний університет «Київський політехнічний інститут», 37, пр. Перемоги, г. Київ-56, 03556, Україна, E-mail: o\_bogorosh@mon.gov.ua*

При работе турбовинтового двигателя на самолете одним из главных источников колебаний и шума, передающихся на двигатель и далее на самолет, является воздушный тяговый винт.

Возбуждающая сила возникает от статической, динамической и аэродинамической неуравновешенностей лопастей винта.

Перечисленные виды неуравновешенности образуют силы и моменты, вращающиеся с частотой вращения воздушного винта в направлении, совпадающим с вращением винта и вызывают движение

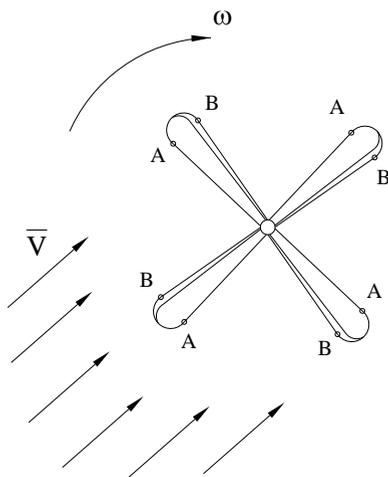
по замкнутой кривой установки двигатель-мотогондола с частотой первой винтовой гармоники.

Это движение воспринимается вибродатчиками, установленными на корпусе двигателя как колебания с такой же частотой. Воздействия этих сил и моментов могут складываться, но могут быть сведены к минимуму при помощи балансировки.

Но существует еще один вид возбуждения, порождающий колебания каждой из лопастей с частотой первой винтовой гармоники. Это возбуждение возникает при так называемом «косом» обдуве вращающегося винта, когда воздушный поток обтекает самолет в направлениях, перпендикулярных продольной оси самолета.

Такое взаимодействие вращающегося тягового винта с воздушным потоком имеет место при эволюциях самолета, особенно при скольжении, болтанке, отрыве от Земли при взлете и касании при посадке, когда самолет проседает на шасси или при сильном боковом ветре.

Механизм возникновения таких колебаний показан на рис. 1, где видно, что за один оборот лопасти вращающегося со скоростью  $\omega$  вала воздушного винта, обдуваемого потоком  $\bar{V}$ , эта лопасть первую половину оборота «убегает» от потока, при этом волокна, на которых нанесена точка А растягиваются при изгибе лопасти, а В – сжимаются. Вторую половину оборота эта лопасть «набегает» на поток и теперь волокна, на которых нанесена точка А, сжимаются, а В – растягиваются.



Таким образом, за один оборот вала воздушного винта каждая из его лопастей совершает одно полное изгибное колебание.

Это явление становится особенно опасным при близости собственной частоты колебаний лопасти (с учетом центробежного натяжения при вращении) и частоты вращения винта, и на практике имели место случаи обрыва лопастей в полете и(или) разрушения деталей редуктора авиадвигателя. Экспериментально измеренные напряжения в лопастях, подверженных «косому» обдуву на некоторых самолетах, достигали 100МПа и более, и являются опасными для материала лопастей.

## **EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF VIBRATIONS OF THE WAVEGUIDE**

*Arvydas Palevicius, Andrius Rinkevičius, Algimantas Bubulis, Justas Zdanavičius  
Kaunas University of Technology, Lithuania e-mail: arvydas.palevicius@ktu.lt*

Long ago mankind is familiar with the vibrations phenomenon, from the vibrations caused by earth-quakes to the vibrating musical instruments. And all the time we try to investigate measure, evaluate and even control vibrations of the bodies. But the real interest in measuring and controlling vibrations arose with the complex industrial machinery. Step by step the need for accurate measurement and analysis of mechanical vibration has grown. The non-destructive method of holographic interferometry is found to be the one of the most suitable techniques for measuring vibrations of the micro order.

The aim of this article is to provide methods that allow investigating the vibrations of the stainless steel waveguide by combining non-contact techniques with the state-of-the-art multiphysics software. The vibrations of the stainless steel waveguide, used in nowadays surgery, are examined by the aids of the holographic interferometry technique, vibrometer based on Doppler shift of backscattered laser light and the virtual model of the waveguide is created by the Comsol Multiphysics software.

Over the last 15 or 20 years a whole new technology of vibration measurement has been developed which is suitable for investigating modern highly stressed, high speed machinery.

In practice it is very difficult to avoid vibration. It usually occurs because of the dynamic effects of manufacturing tolerances, clearances, rolling and rubbing contact between machine parts and out-of-balance forces in rotating and reciprocating members. Often, small insignificant

vibrations can excite the resonant frequencies of some other structural parts and be amplified into major vibration and noise sources.

Sometimes though, mechanical vibration performs a useful job. For example, the vibrating waveguide is used in modern treatments for vascular occlusive disease. The working principle of this waveguide is based on the delivery of ultrasonic energy along the length of a small diameter wire, similar in size to an interventional guide wire. The ultrasonic energy creates cavitation streaming that is designed to rapidly dissolve thrombus, and quickly restores blood flow without adversely damaging surrounding structures [4].

A fundamental requirement in all vibration work, whether it is in the design of machines which utilize its energies or in the creation and maintenance of smoothly running mechanical products, is the ability to obtain an accurate description of the vibration by measurement and analysis.

The procedure of vibration measurement and analysis can be demonstrated by the simple scheme, presented in Figure 1.

In the vibration measurement scheme, the motion (or dynamic force) of the vibrating body is recorded by the non-contact measuring instruments, such as holographic interferometers, or vibrometers based on Doppler shift of backscattered laser light. The output from the signal conversion instrument can be displayed on a display unit for visual inspection, recorded by a recording unit or stored in a computer for later use. The data can be analyzed to determine the desired vibration characteristics of the structure.

The experimental investigation of vibrations of the waveguide was held in the Mechatronics Center in Kaunas University of Technology.

The investigation using vibrometer based on Doppler shift of back scattered laser light is demonstrated in Figure 2.

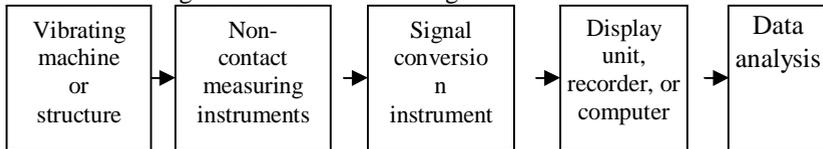


Fig.1 Vibration measurement scheme [3].



were applied for the measurement of vibrations of waveguide, used in modern surgery for treatments of vascular occlusive disease. The virtual design of the object of investigation, described in this article, can be used not only as independent investigation, but also as a supplementary method for the experimental techniques.

### **References**

1. Cloud, G. L. Optical methods of engineering analysis. Cambridge: Cambridge University Press, 1998
2. Palevičius, A., Ragulskis M., R. Palevičius. Wave mechanical systems: (theory, holographic interferometry). Kaunas: Caritas, 1998
3. Rinkevičius, A. The investigation of piezotransducers vibrations by the method of holographic interferometry. Kaunas: KTU, 2006
4. Omniwave Technique. From *Omnisonics* [online]. 2007 [sited 2007-05-30]. Available from internet: <http://www.omnisonics.com>

## **RELIABILITY OF ROTATING SYSTEM WITH GEARINGS**

**Pranas Mazeika<sup>1</sup> Vytautas Barzdaitis<sup>1</sup> Marijonas Bogdevičius<sup>2</sup> Rimantas Didziokas<sup>3</sup>**

*1. Kaunas University of Technology K. Donelaičio St. 73, LT44029, Kaunas, LITHUANIA*

[pranasmazeika@centras.lt](mailto:pranasmazeika@centras.lt)

*2. Vilnius Technical University Plytines St. 27, LT-10105, Vilnius, LITHUANIA*

[marius@vgtu.lt](mailto:marius@vgtu.lt)

*3. Klaipėda University Mechatronics Science Institute Bijūnų St. 17, LT91225, Klaipėda,*

*LITHUANIA* [rididz@lrs.lt](mailto:rididz@lrs.lt)

The technical condition of heavy duty gear power transmission with roller bearings have been modeled, simulated and tested in situ. The experimental and simulation results used for identification and elimination of sources that caused bearings failures and gear teeth damages were implemented in industry.

The heavy duty machine comprises two identical (right and left) transmissions mechanically coupled by two driven low-speed gears providing high torque (up to 440 000 Nm), Fig. 1: DC electric motor EE with nominal rotation speed 850-1100 rpm, heavy duty gear driver. Rotation speed of rotor II is 4.474-5.67 rpm, of rotor III is 0.660-0.838 rpm.

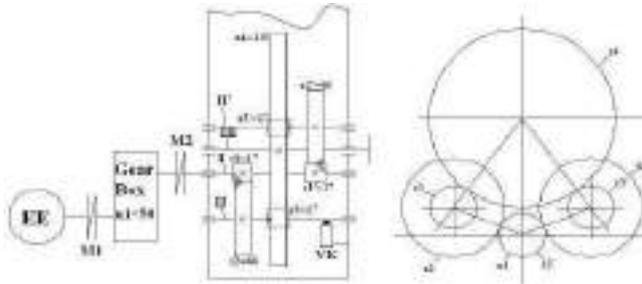


Fig.1. Heavy duty gear power transmission

Experimental testing of driver in situ of *II* rotor shaft, were carried out under variable load, 80% - 110% of rated load values. The aim was to determine the displacement and vibration displacement of rotors *II* shaft point located near the antifriction bearing. Experimental research was carried out with contact less sensors.

The vibration displacement of *II* rotor of the left side transmission is high  $s_{p-pL} = 133 \mu\text{m}$  (Fig.2) in comparison with the right side transmission  $s_{p-pR} = 60 \mu\text{m}$ .

These experimental results were applied in the modeling to simulate contact stresses in the gears. The contact stresses versus radial displacement of driving rotor *II* with gear  $z_3$  were simulated in static and dynamic mode.

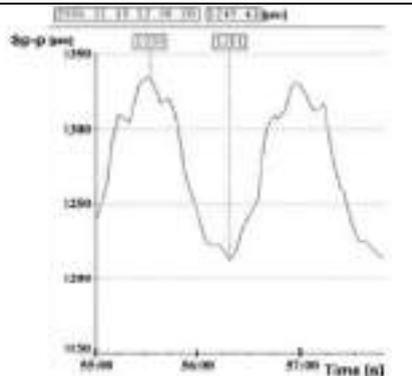


Fig. 2. The rotor *II* with  $z_4$  radial displacement plot,  $s_{p-pR} = 133 \mu\text{m}$  value, full rotation at 87 s

The designed dynamic model of whole rotating system is shown in Fig. 3. Model consists of a five rotors supported by bearings, couplings and electrical engine EE. The general assumptions made are: the material of the rotors and coupling is elastic; shear forces are evaluated; the deflection of the rotor is produced by the displacement of points of the center line; the axial motion of the rotors is neglected; the semi couplings are treated as rigid, teeth of gears are deformable.

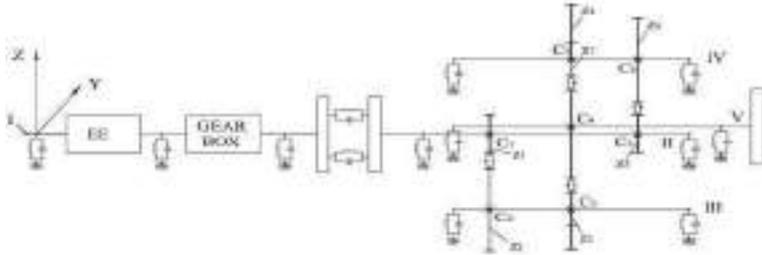


Fig. 3 The dynamic model of rotating system [1, 2]

The rotor dynamic is simulated by FEM. The first and second DOF are displacements along Y and Z axes and three DOF are rotation angles about X, Y and Z axes. The  $\{q_R\}$  - the nodal element displacement vector,

$$\{q_R\} = [v_{R1} \ w_{R1} \ \alpha_{R1} \ \beta_{R1} \ \gamma_{R1} \ v_{R2} \ w_{R2} \ \alpha_{R2} \ \beta_{R2} \ \gamma_{R2}]^T.$$

The equations of motion of the rotor finite element are derived by applying Lagrange equation of second order and written as

$$[M_R] \{\ddot{q}_R\} + [C_R] \{\dot{q}_R\} + [G_R] \{q_R\} + [K_R] \{q_R\} = \{F_R(t, q_R, \dot{q}_R, q)\},$$

where  $[M_R]$  - composite mass matrix;  $[C_R]$  - damping matrix;  $[G_R]$  - gyroscopic matrix;  $[K_R]$  - stiffness matrix;  $\{F_R(t, q_R, \dot{q}_R, q)\}$  - is vector of external load and contact forces;  $\{q\}$  is vector of gear tooth displacement in the local gear coordinate system.

The total system of equations of finite element of gear tooth is equal:

$$[M_a] \{\ddot{Q}\} + [C_a] \{\dot{Q}\} + [K_a] \{Q\} = \{F(t)\} - \{F_a(Q, \dot{Q})\} + \{F_{\text{contact}}\},$$

where  $\{Q\}$  - displacement vector of gear,  $\{Q\}^T = [\{q_R\}^T, \{q\}^T]$ ;  $[M_a]$ ,  $[C_a]$ ,  $[K_a]$  area mass, damping and stiffness matrices;  $\{F(t)\}$  - weight force;  $\{F_a(Q, \dot{Q})\}$  - is vector of inertia forces;  $\{F_{\text{contact}}\}$  is vector of contact forces.

The simulated maximum contact stress number at pitch point is  $s_c < 300$  MPa (half pitch diameter 1.115 m). The  $s_c$  increased sufficiently when meshing point reaches dedendum distance in  $z_4$ . The gear's  $z_4$  simulated maximum tangential displacement value  $100\mu\text{m}$  initial meshing moment and excited large dynamic forces acting on meshing teeth.

--	--

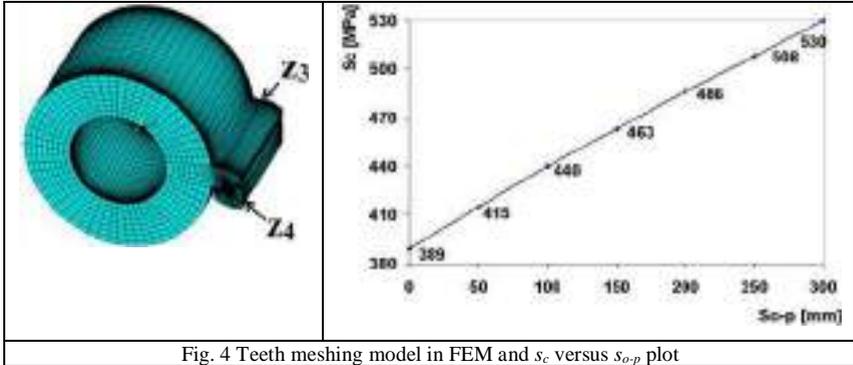


Fig. 4 Teeth meshing model in FEM and  $s_c$  versus  $s_{o-p}$  plot

The contact stresses  $s_c$  of meshing teeth was calculated by static model using FEM [3]. The simulation was provided applying ANSYS. After accepting the most unfavorable conditions for teeth meshing of gear  $z_3$ ,  $z_3'$  and  $z_4$ , mathematical model were developed - with one pair of teeth in contact, but changing rotors II displacement value  $s_{o-p} = 0 - 300 \mu\text{m}$ , as measured during experimental test.

The static model was developed with quadrilateral-shaped elements (the element is defined by eight nodes having three degrees of freedom at each node: translations in the nodal x, y, and z directions) and simulation results are presented in Fig.4. Under ideal tooth meshing condition, when vibration displacement amplitude of the rotor's II equals  $0 \mu\text{m}$ , the maximum  $s_{c\text{max}} = 389 \text{ MPa}$ . When rotor's II radial displacement reaches  $s_{o-p} = 200 \mu\text{m}$ , the maximum  $s_{c\text{max}} = 486 \text{ MPa}$  at teeth pitch point, Fig. 4.

On the base of gearing design results by making several adjustments, it was accepted that allowable contact stress numbers  $s_{ac} = 450 \text{ MPa}$ . The static model simulation results indicated - when rotor II radial displacement exceeds  $150 \mu\text{m}$ , the contact stresses of the meshing teeth approached  $s_{ac}$  value. This amplitude of vibration displacement is the main reason causing damage of involute teeth.

### Conclusions

1. Dynamic model of the whole rotating system of heavy duty power transmission with gear driver was designed and simulated contact stress numbers  $s_c$ . The static model of teeth meshing has high accuracy in application and is simple and acceptable for simulation of gear driver.

2. Experimental testing and simulation results approved that low frequency rotor vibration displacement amplitude  $s_{o-p} > 150 \mu\text{m}$  is unacceptable for long continuous mode of operation of gear driver.

## **References**

1. Airapetov E.L., Aparkhov V.I., Evsikova N.A., Melnikova T.N., Filimonova N.I. The model of teeth contact dynamical interaction in the spur gearing. Proceedings of Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, IFToMM, Italy, 1995, vol.4, p. 459-461.
2. Aladjev V., Bogdevičius M., Prentkovskis O. (2002) New software for mathematical package Maple of releases 6,7 and 8. Monograph. Vilnius: Technika, 404 p.
3. Barzdaitis V., Bogdevičius M. Didžiokas R., Mažeika P. Modeling and Testing of Gear Power Transmission // Proceedings the 4th International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery, Canada\_USA, 2007, p. 321-330.

## **THE GOOD RELIABILITY BY EQUIPMENTS AND LUBRICANTS MONITORING**

*PhD Mihail ENESCU - Technical Manager MOL Romania PP - ROMANIA  
Daniel Danielopolu Street, no. 4-6, +0040 724212009, [menescu@molromania.ro](mailto:menescu@molromania.ro) ;  
[mihail\\_enescu@yahoo.co.uk](mailto:mihail_enescu@yahoo.co.uk)*

*Prof. Nicolae POPA - Dean of Pitesti University – ROMANIA  
[npopa49@yahoo.com](mailto:npopa49@yahoo.com)*

*Eng. Judit Banacu – Key Account manager – ROMANIA  
[jbancu@molromania.ro](mailto:jbancu@molromania.ro)*

The Webster dictionary defines maintenance to be “the act thus assures continuity”. But the purpose of maintenance corresponds to new requirements: to deliver production capacities and quality by accomplish the projected parameters. The maintenance of the equipment guaranties them the real functioning in plants.

In time the predictive and proactive concepts became more and more accepted by the maintenance personnel and it became necessary to understand the problems of the mechanical system and fixing. The lubricant conditions monitoring is one of predictive technologies, that allowing a quick and certain evaluation of the equipment condition.

In a plant the reliability & maintenance department have the following causes control:

a. equipment alignment, b. equipment balancing, c. operation temperatures, d. greasing situation, e. lubricant contamination.

The alignment and balancing program could decrease the damaging phenomena, but quality control and contamination lubricant improving the equipment and system reliability.

Particles or water contamination could decrease reliability but this issue is not possible to identify by vibration analysis.

In Steel Nippon Company the bearing damaging decreasing with 50% by control contamination. In Alumax company –from South Caroline give a report with 15.000 \$ year/equipment until 500\$ year/equipment replacing cost decreasing.

Conclusion: the control contamination increasing the equipment reliability.

Together with damaging causes control by proactive maintenance, for a good reliability must be connection between damaging diagnosis, maintenance action for fixing situation and good operation. Usual in the plant the good reliability including vibration analysis, oil analysis and other monitoring information.

For the industrial range usual is vibration analysis but step by step corresponding a good change of mentality which includes the oil analysis.

In the Nuclear Station from Palo Verde they realized amazing well results using bearing damaging oil analysis. The specialist from Nuclear Station discovers that the best monitoring program is a combination between vibration and oil analysis (Fig. 1).

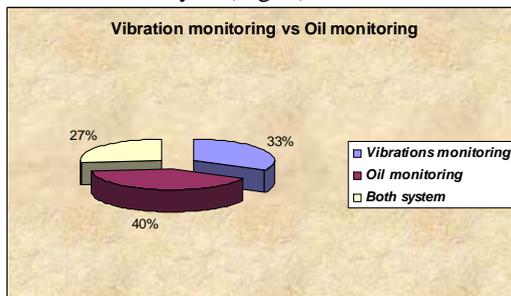


Figure 1. Results between vibration and oil analysis combination

This means that by oil analysis realized the 40% damaging discovery, by vibration analysis 33% and 27% with both monitoring system.

For the damaging vibration analysis diagnosis must be respect it few requirements:

- the acquisition of in time variations diagrams of the vibration parameters (trend), but also of process characteristic variations;
- the frequency analysis of the vibration promptly when the vibration level achieved the warning level and the possibility to compare the resulted spectrum with the memorized spectrum of the machines vibration, obtained in normal functioning condition;

- the registration of all modifications and changing realized during the maintenance and repair operation;
- The existence of qualified personnel for the data interpretation, conclusion and decisions.

The specialists discover that oil and vibration analysis is very tight in a lot of application and completion in others (Table 1).

Table 1

Oil & Vibration program applicability

Application	Oil program	Vibration Program
Bearing greasing	Well done(WD)	WD
Axial bearing greasing	WD	Good
Unbalancing	Unapplied	WD
Water in oil present	WD	Unapplied
Rolling/Ball Bearing greasing	Good	WD
Engine valves greasing	Good	Light
Shaft cracking	Unapplied	WD
Gear wear	WD	WD
Alignment	Unapplied	WD
Basic causes analyzing	WD	WD
Oil condition monitoring	WD	Unapplied
Resonance	Unapplied	WD

Also, by oil analysis is possible to identify the wear subassembly and main source. In Table 2 we have these details.

Table 2.

Oil element contamination and main source

Chemical element	Source	Chemical element	Source
Si	Dust	B	Cooling liquid, aditive
Na	Cooling liquid	Li	greasing
K	Cooling liquid	Al	Piston, cilinder, bearing, cooling sistem pipes,dust, auxiliar transmission
Cr	Ajustment ring; segment, siling material		
Mb	Ajustment ring;segment, aditiv	Ti	paint, contam.
Cu	Bearing, cooling sistem pipes	Mn	Steel component
Pb	Bearing	V	valves, Steel component,
Sn	Bearing	Ag	Bearing
Ni	Steel component, compressor	P	Aditive
Zn	Aditive	Ca	Aditive

Today, is possible to identify the main causes, testing and maintain the oil by mobile laboratory, the service packaging usual and very important for plant which has a possibility to solve the problems in real time (Fig 2).



Figure 2. The special equipment for oil testing and maintain

Both methods can be used for main causes detection; Usual one of them give a general information and other give the real confirmation; Oil analysis is stronger on gears, hydraulic system and reciprocating compressors; Vibration analysis is stronger for damaging detection in bearings with high RPM; Vibration analysis is done to identify the damaging point identification; Oil analysis is stronger to identify the damaging wear mechanism; Both methods is need it for real damaging causes determination; The correlation between oil & vibration analysis is very good; In the plant the trusting increase a lot when they using the both methods.

### ***References***

1. Drew D. Troyer (1998), Entek IRD International Journal, Internet Library
2. Enescu. M, Popa. N (2003) "Lubricant conditions monitoring in stand of increasing the reliability based maintenance program", International Conference on Condition Monitoring, St. Catherine's College, Oxford, UK.
3. Enescu. M, Chiliment. I, Popa. N (2003) "About some quantifiers of the initial state by dynamic diagnose" International Conference on Condition Monitoring, St. Catherine's College, Oxford, UK.

4. OMV-Safety Center (1989) “ Oil analysis and vibration analysis integration” – Technical Monitor, no. 59
5. OMV-Safety Center (1989) “ Oil analysis and vibration analysis integration” – Technical Monitor, no. 60
6. MOL Lubricants – Internet Library

## **ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ВИБРАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ УПРАВЛЯЕМЫХ ВИБРАЦИОННЫХ МАШИН**

*Сердюк Леонид Иванович, Онищенко Владимир Александрович  
Полтавский национальный технический университет имени Юрия Кондратюка  
Украина, 36601, г. Полтава, Первомайский пр. 24  
8-05322-746-48; 8-05322-228-50; E-mail: [k27@pntu.edu.ua](mailto:k27@pntu.edu.ua)*

Надежность и долговечность вибрационной машины определяется надежностью и долговечностью самых ответственных ее деталей. К ним относятся подшипниковые узлы и упругие элементы подвески. Принято считать, что подшипники вибрационных машин работают в наиболее неблагоприятных условиях [1] постоянной вибрации, что приводит к сокращению сроков их эксплуатации. В связи с этим одним из основных недостатков механических вибромашин является их низкая эксплуатационная надежность.

Анализируя условия работы подшипников вибрационных машин, авторы справочников по подшипникам [1,2] особо оговаривают специфику их эксплуатационного режима с учетом ряда факторов. В их числе: инерционные нагрузки, вызванные колебанием подшипника вместе с машиной, высокие удельные нагрузки, высокие частоты вращения вала, запыленность и загрязненность окружающей среды, прерывистый цикл работы, повышенная температура на корпусах. Тут же приводятся браковочные признаки при отказе подшипников действующих вибромашин. На первом месте стоит разрушение сепаратора. Затем идут: абразивное изнашивание поверхностей качения, усталостный износ, наклеп и фреттинг-коррозия посадочных поверхностей, перегревание и др.

И ни один автор известных справочников по расчету подшипников не указывает и не анализирует основную особенность их работы в вибрационных дебалансных машинах – переход через нерегулируемые помежуточные резонансы при пуске и при останове машины. В технической литературе отсутствуют сведения о

специальных исследованиях динамики подшипников в этих условиях. По нашим оценкам, полученным попутно из экспериментов, износ подшипников дебалансного вала по величине радиальных зазоров при одном переходе через резонанс туда (пуск) и обратно (останов) эквивалентен примерно ста часам работы подшипника в установившемся вибрационном режиме.

Особенностью дебалансного вибровозбудителя является то, что мощность приводного двигателя определяется условиями пуска. Величина генерируемой вынуждающей силы  $O$  определяется зависимостью

$$O = S \cdot \omega^2, \quad (1)$$

где  $S$  – статический момент массы дебалансов;

$\omega$  – угловая скорость вращения дебалансного вала.

Легко видеть, что одна и та же сила  $O$  может быть получена при различном сочетании статического момента  $S$  и угловой скорости  $\omega$ . Если угловую скорость вращения вала снизить в 1,5 раза, то для сохранения величины силы  $O$  необходимо увеличить статический момент дебалансов в 2,25 раза. С точки зрения интенсивности вибрационного воздействия [3], которое определяется зависимостью

$$E = A^2 \omega^3, \quad (2)$$

лучше производить виброобработку с большей частотой  $\omega$  и меньшей амплитудой  $A$  колебаний рабочего органа. Это легко можно показать с учетом равенства сил и ускорений колеблющегося рабочего органа  $A\omega^2 = const$ . Вместе с тем пуск вибровозбудителя с большим статическим моментом масс дебалансов потребует приводного двигателя большей мощности. При этом, потребляемая мощность в установившемся режиме будет существенно меньше установочной мощности двигателя, а коэффициент мощности ( $\cos \varphi$ ) будет близок к своему значению при холостом ходе двигателя. Уменьшение мощности приводного двигателя либо не обеспечит пуск вибровозбудителя, либо двигатель не сможет выйти в режим и "зависнет" на частоте промежуточного резонанса (эффект Зоммерфельда). И в том и в другом случае двигатель работает в режиме трансформатора и через несколько минут выходит из строя.

В рассматриваемых случаях надежность и долговечность вибрационной системы определяется как надежностью и долговечностью двигателя привода, зависящей от установленной

мощности, так и условиями работы упругих элементов конструкции машины, подвесок и подшипников. Целый ряд динамических и энергетических параметров переплелись между собой и кажется, что найти выход из этого замкнутого круга невозможно. Но выход есть, и он одновременно решает все возникающие проблемы. Это создание управляемых на ходу возбuditелей колебаний.

Такие возбuditели были разработаны и созданы в середине 80-х годов прошлого века в Полтавском инженерно-строительном институте и защищены многими авторскими свидетельствами и патентами. Суть их состоит в том, что пуск и останов вибровозбuditеля происходит в динамически уравновешенном состоянии (рис. 1).

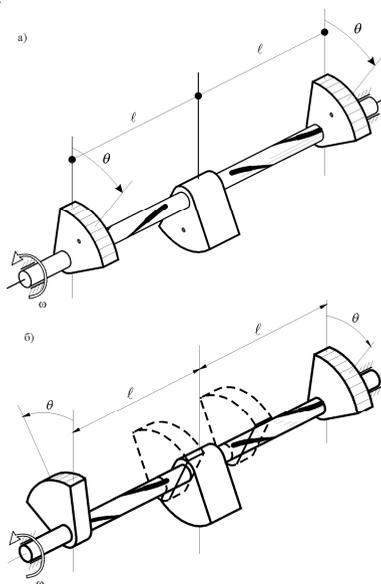


Рис. 1. Схема управляемого дебалансного вибровозбuditеля

После выхода приводного двигателя на частоту установившегося режима подвижные дебалансы с помощью механизма управления передвигаются вдоль дебалансного вала от неподвижного и поворачиваются относительно неподвижного дебаланса. Связь подвижных дебалансов с дебалансным валом осуществляется с помощью шаровых шпоночек, которые перекатываются по винтовым канавкам на дебалансном валу. Если направления канавок на левой и правой частях вала противоположные,

то подвижные дебалансы поворачиваются в одном направлении на угол  $\theta$  относительно неподвижного и генерируется вибрационное поле поступательной структуры (рис.1,а). Статический момент массы дебалансов изменяется по такой зависимости

$$S = 2me \sin \frac{\theta}{2} \quad (3)$$

где  $m$  – масса неподвижного дебаланса, равная массе двух подвижных.

Если же направления винтовых канавок на обеих частях вала одинаково, то подвижные дебалансы передвигаясь вдоль вала, поворачиваются в противоположных направлениях, генерируя поле винтовой структуры (рис.1,б). Статический момент  $S$  и центробежный момент масс дебалансов  $I_{Oz}$  будут изменяться согласно зависимостям:

$$S = 2me \sin^2 \frac{\theta}{2}, \quad (4)$$

$$I_{Oz} = me \frac{h}{2\pi} \theta \sin \theta, \quad (5)$$

где  $e$  – эксцентриситет дебалансов;

$h$  – шаг винтовых канавок на валу.

При пуске вибровозбудителя в уравновешенном состоянии мощность приводного двигателя в 2...4 раза меньше, чем при пуске в неуравновешенном. В этом случае переход через промежуточные резонансы происходит неощутимо для вибровозбудителя. Останов в уравновешенном состоянии исключает резкий рост и срыв амплитуды колебаний при переходе через резонансы. Существенно (на порядок) уменьшаются динамические нагрузки на подшипники вала и упругие элементы вибрационной машины. Возрастает надежность и долговечность вибрационного устройства.

Из сказанного видны динамические и энергетические преимущества управляемых вибрационных машин по сравнению с неуправляемыми. Но это не все. Основным свойством управляемой вибрационной машины является возможность ее работы в нестационарном режиме с переменной амплитудой и частотой колебаний. Как показывает опыт эксплуатации таких машин, использование нестационарных режимов работы позволяет существенно повысить качество конечного продукта обработки, сократить время обработки, повысить производительность труда,

увеличить коэффициент полезного действия машины при одновременном снижении шума и вибрации на рабочем месте оператора. Следовательно, одновременно с решением технических проблем заметно улучшаются экономические показатели вибрационной техники.

Все это позволяет утверждать, что разработанные управляемые вибрационные машины являются качественно новым поколением вибрационной техники. Их внедрение в производство будет способствовать техническому прогрессу во многих отраслях промышленности, строительства, сельского хозяйства.

### *Литература.*

1. Комиссар А.Г. Опоры качения в тяжелых режимах эксплуатации: Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 384 с.
2. Перель Л.Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1984. – 542 с.
3. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. – М.: Стройиздат, 1968. – 104 с.

## **ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОСТРАНСТВЕННОГО ДЛИННОМЕРНОГО ГИДРОТРАНСПОРТНОГО ТРУБОПРОВОДА В РАСЧЕТАХ НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ**

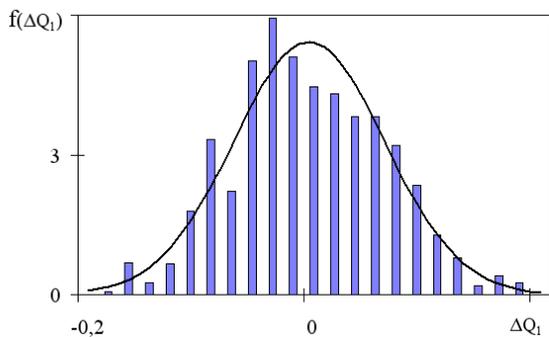
*д.т.н., проф. Ю.С. Пройдак, к.т.н., доц. В.П. Козлов, к.т.н., с.н.с. Т.Е. Власова  
Национальная металлургическая академия Украины, г.Днепропетровск, пр. Гагарина, 4,  
mai@dmsti.dp.ua*

Длинномерные гибкие гидротранспортные трубопроводы (шланги) широко используются в различных областях техники. В частности, они применяются в металлургии, при разработке подводных месторождений твердых полезных ископаемых и в других отраслях промышленности. Обычно условия эксплуатации таковы, что плотность перекачиваемой пульпы изменяется случайным образом. Это приводит к случайным колебаниям трубопроводов и, следовательно, к появлению дополнительных динамических усилий, которые могут оказаться весьма значительными. Указанное обстоятельство способствует накоплению усталостных повреждений и снижению надежности гидротранспортных трубопроводов [1].

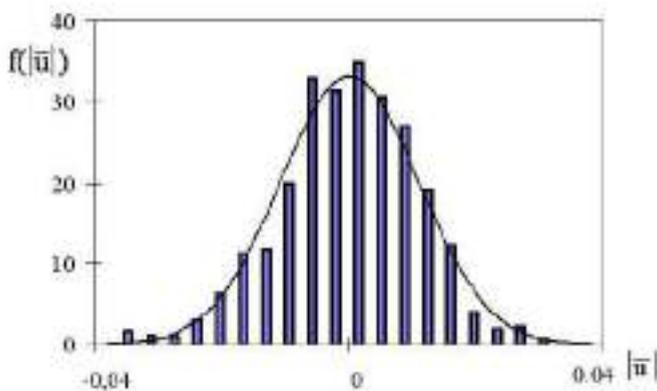
Разработана математическая модель закрепленного за оба конца пространственного гибкого гидротранспортного трубопровода, совершающего вынужденные параметрические колебания относительно положения равновесия, вызванные случайными изменениями плотности перекачиваемой пульпы. Задача линейной статистической динамики решена методом Монте-Карло. Модель учитывает действие внешнего потока (воды или воздуха), а также сосредоточенные силы и массы (обусловленные, например, наличием поплавков). Метод определения частот и форм собственных колебаний шланга, которые необходимы для численного решения поставленной задачи, приведен в статье [2].

В качестве примера рассмотрим гидротранспортный трубопровод, расположенный в потоке воды, по которому длительное время перекачивается пульпа. Длина трубопровода 160 м, наружный диаметр 0,435 м, погонная масса шланга без пульпы 126,1 кг/м. Скорость внешнего потока воды 0,5 м/с, а внутреннего потока пульпы – 3 м/с. В произвольный момент времени плотность пульпы на входе в трубопровод – случайная величина, распределенная по нормальному закону со средним значением  $1160 \text{ кг/м}^3$  и среднеквадратическим отклонением  $36,7 \text{ кг/м}^3$ . Последовательность моментов времени скачкообразного изменения плотности пульпы образует поток Пуассона с параметром  $0,01 \text{ с}^{-1}$ . Другие конструктивные и эксплуатационные параметры трубопровода приведены в [2].

Результаты решения задачи вынужденных случайных колебаний исследуемого трубопровода получены в виде гистограмм для его различных сечений. Внешний вид гистограмм позволяет выдвинуть гипотезу о нормальности законов распределения случайных динамических составляющих. Проверка по критерию  $\chi^2$  показала, что данная гипотеза может быть принята с вероятностью не ниже 0,95. На рис. 1а приведены гистограмма и соответствующая ей плотность нормального закона распределения  $f(\Delta Q_1)$  случайной динамической составляющей осевого усилия  $\Delta Q_1$  (в безразмерном виде) для сечения, расположенного на выходе из трубопровода. На рис. 1б приведен закон распределения модуля вектора  $\bar{u}$  случайной динамической составляющей перемещения шланга относительно положения равновесия для сечения, расположенного посередине трубопровода. Максимальные значения случайных динамических составляющих для выбранных сечений шланга могут быть определены по правилу «трех сигм».



а)



б)

Рисунок 1 – Законы распределения случайных динамических составляющих гидротранспортного трубопровода

Анализ результатов моделирования показал, что величина случайной динамической составляющей осевого усилия может достигать почти 30% по отношению к максимальному (по длине трубопровода) статическому значению осевого усилия, а модуль вектора случайной динамической составляющей перемещения относительно состояния равновесия — порядка 4% от длины шланга. Следовательно, величины случайных динамических составляющих могут быть весьма значительными по сравнению с величинами соответствующих статических составляющих. В этом случае необходимо проводить расчеты гидротранспортных трубопроводов на сопротивление усталости с их учетом.

## *Литература*

1. Светлицкий В.А. Механика абсолютно гибких стержней.– М.: Изд-во МАИ, 2001.– 432 с.
2. Козлов В.П., Зворыкин В.Б. Собственные колебания гидротранспортного трубопровода, входящего в состав глубоководной добычной установки // Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць.– Випуск 4 (39).– Дніпропетровськ, 2005.- С. 21-24.

## **АКТИВНОЕ ГАШЕНИЕ ВИБРАЦИЙ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ МЕТОДАМИ СЕЛЕКТИВНО-ИНВАРИАНТНОГО УПРАВЛЕНИЯ**

*Любчик Л.М., Гринберг Г.Л., Костюк О.В.*

*Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»  
Украина, 61002, Харьков - 2, ул. Фрунзе 21 + 38 057 707 63 51, [lyubchik@kpi.kharkov.ua](mailto:lyubchik@kpi.kharkov.ua)*

Наиболее распространенные методы синтеза систем активного гашения колебаний основаны на использовании различных моделей возмущающих воздействий, в том числе моделей типа стационарных случайных процессов. Для активных гасителей, синтезированных на основе теории оптимальных стохастических регуляторов по критерию минимизации среднеквадратического отклонения, достижимая степень подавления колебаний, определяемая спектральными характеристиками возмущения и динамическими свойствами объекта, может оказаться неудовлетворительной, в особенности для низкочастотных возмущений сравнительно большой амплитуды.

Существенного повышения качества гашения колебаний можно достичь путем реализации комбинированных систем управления, использующих в законе управления информацию о фактических возмущениях, имеющих достаточно сложную структуру неперiodического колебательного процесса (так называемые волновые возмущения). В настоящей работе решение задачи синтеза активного гасителя колебаний осуществляется на основе метода селективно-инвариантного управления [3].

Решение задачи синтеза активного гасителя колебаний осуществляется на основе дискретной модели объекта управления:

$$\begin{aligned}x_{k+1} &= Ax_k + B_1u_k + B_2w_k, \\y_k^1 &= C_1x_k + D_{11}u_k + D_{12}w_k, \quad y_k^2 = C_2x_k + D_{21}u_k + D_{22}w_k.\end{aligned}\tag{1}$$

где  $x_k \in R^n$  – вектор состояния объекта управления,  $u_k \in R^{m_1}$  – вектор управляющих воздействий,  $w_k \in R^{m_2}$  – вектор возмущений,  $y_k^1 \in R^{q_1}$ ,  $y_k^2 \in R^{q_2}$  – вектора управляемых и измеряемых переменных соответственно,  $q_1 = m_1$ ,  $q_2 \geq m_2$ .

Математическая модель объекта управления строится на основе структурной схемы активной управляемой подвески, представленной на рис. 1.

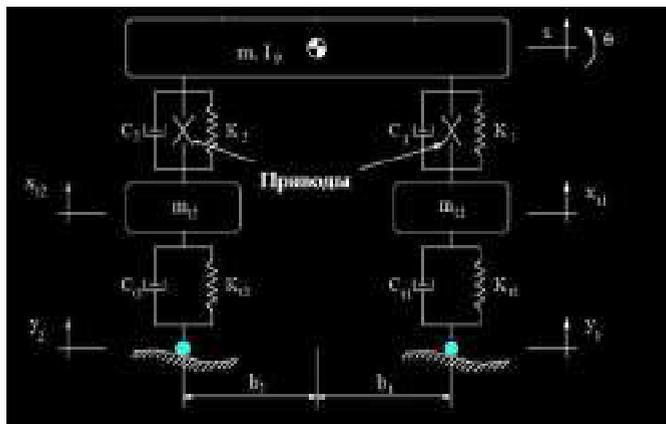


Рис. 1 Структурная схема управляемой подвески

Структура автоматической системы селективно-инвариантного управления гашением колебаний представлена на рис. 2. В состав системы входит объект управления (ОУ), стабилизирующий регулятор (СР), обеспечивающий устойчивость и заданное качество переходных процессов замкнутой системы и компенсирующий регулятор, обеспечивающий слежение за задающим воздействием  $u_k^*$ , формируемым эталонной моделью (ЭМ), и компенсацию возмущающего воздействия  $w_k$ . Компенсация в свою очередь осуществляется с использованием прогнозируемых значений оценок возмущения  $w_{k+p}$ , формируемых прогнозатором возмущений (ПВ) на основе текущих оценок, полученных с помощью наблюдателя возмущений (НВ).

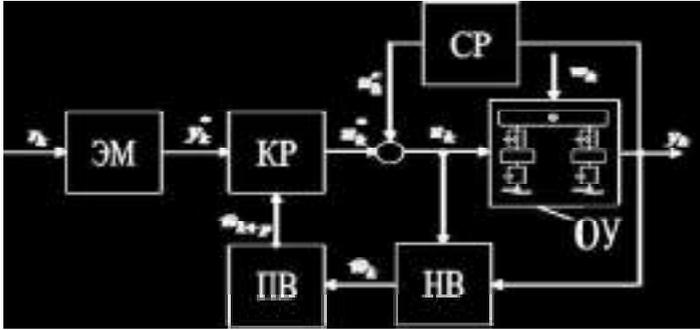


Рис. 2. Структура селективно-инвариантной системы управления гашением колебаний

Оценка вектора возмущений формируется на основе инвариантного наблюдателя возмущений, синтезированного по методике [4]. Уравнения наблюдателя имеют вид:

$$\begin{aligned} \hat{w}_k &= S_{22}^+(\gamma_{22}) \left[ y_{k+\gamma_{22}}^2 - C_2 A^{\gamma_{22}} \hat{x}_k - \sum_{i=0}^{\gamma_{22}} S_{21}(i) u_{k+\gamma_{22}-i} \right], \\ \hat{x}_{k+1} &= \left( A - GC_2 - (B_2 - GD_{22}) S_{22}^+(\gamma_{22}) C_2 A^{\gamma_{22}} \right) \hat{x}_k + \\ &+ (B_1 - GD_{21}) u_k - (B_2 - GD_{22}) S_{22}^+(\gamma_{22}) \sum_{i=0}^{\gamma_{22}} S_{21}(i) u_{k+\gamma_{22}-i} + \\ &+ (B_2 - GD_{22}) S_{22}^+(\gamma_{22}) y_{k+\gamma_{22}}^2 + G y_k^2, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $G$  – настроечные параметры, а относительные порядки  $\gamma_{ij}$  объекта управления определяются как  $0 \leq \gamma_{ij} \leq n$ ,  $S_{ij}(\gamma_{ij}) \neq 0$  на основе параметров Маркова системы (1):

$$S_{ij}(\gamma) \Big|_{\gamma=0} = D_{ij}, \quad S_{ij}(\gamma) \Big|_{\gamma>0} = C_i A^{\gamma-1} B_j, \quad 0 \leq \gamma \leq n. \quad (3)$$

Управление, компенсирующее влияние внешнего возмущения и обеспечивающее гашение вынужденных колебаний, формируется на основе известного метода локально-оптимального управления с использованием вспомогательного критерия вида:

$$J_k = \left\| y_{k+\gamma_{11}}^* - y_{k+\gamma_{11}}^1 \right\|^2 + \alpha \|u_k\|^2 \rightarrow \min. \quad (4)$$

При этом компенсирующее управление определяется формулами:

$$u_k^* = G(\alpha) \left[ y_{k+\gamma_{11}}^* - C_1 A^{\gamma_{11}} \hat{x}_k - \sum_{i=0}^{\gamma_{11}} S_{12}(i) \Delta^{\gamma_{11}-i} \hat{w}_k \right],$$

$$G(\alpha) = \left( \zeta_{m_1} \alpha + S_{11}^T(\gamma_{11}) S_{11}(\gamma_{11}) \right)^{-1} S_{11}^T(\gamma_{11}) \quad (5)$$

Окончательно уравнение компенсатора возмущения приобретает вид:

$$u_k^* = \left( \zeta_{m_1} - G(\alpha) S D_{21} \right)^{-1} G(\alpha) \left[ y_{k+\gamma_{11}}^* - C_1 A^{\gamma_{11}} \hat{x}_k - S(y_k^2 - C_2 A^{\gamma_{22}} \hat{x}_{k-\gamma_{22}} - \sum_{i=1}^{\gamma_{22}} S_{21}(i) u_{k-i}) \right],$$

$$S(\gamma) = \sum_{i=0}^{\gamma_{11}} S_{12}(i) \Delta^{\gamma_{11}+\gamma_{22}-i} S_{22}^+(\gamma_{22}) \quad (6)$$

Прогнозируемые значения возмущения формируются на основе алгоритма прогнозирование волновых процессов, использующего новый метод адаптивной идентификации многочастотных колебаний с неизвестными и меняющимися во времени амплитудами и частотами [5].

Предложенный подход исследован методами имитационного моделирования и апробирован при решении ряда практических задач активного гашения колебаний транспортных средств [6].

### *Литература*

1. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессоривания транспортных машин. - М.: Машгиз. - 1963.- 168 с.
2. Jung-Shan Lin, Kanellakopoulos I. Nonlinear design of active car suspensions. IEEE Control Systems. - 1997. - V. 17. - N. 3. - pp. 45-59.
3. Цыпкин Я.З. Адаптивно инвариантные дискретные системы управления // Автоматика и телемеханика. - 1991. - № 5. - С. 96 -124.
4. Ю.Т. Костенко, Л.М. Любчик. Системы управления с динамическими моделями. - Х.: Основа. - 212 с.

5. Любчик Л.М., Костюк О.В. Адаптивное прогнозирование волновых неперриодических временных рядов // Вісник Харківського державного політехнічного університету. - Харків: ХДПУ. - 1999. - Вип. 51. - С. 26-31.

6. Костюк О.В., Любчик Л.М. Селективно-инвариантное управление гашением вибраций транспортных средств // Автомобильный транспорт. - Харьков: ХНАДУ. - 2003. - Выпуск 12. - С. 59-61.

## ВОЗНИКНОВЕНИЕ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ПАЗАРИТНЫХ КОЛЕБАНИЙ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ВИБРОМАШИН

*Звиадаури Виктор Сухаевич, Туманишвили Георгий Иосифович,  
Натриашвили Тамаз Мамиевич*

*Институт Механики Машин, ул. Сандро Эули ,8; 0186, Тбилиси, Грузия  
Тел.32-11-65, 32-16-77,32-39-56; [imm@posta.ge](mailto:imm@posta.ge)*

Из возможных погрешностей и отклонений изготовления и монтажа конструкционных элементов и узлов машины определяются два направления результирующих отклонений, с помощью которых следует корректировать расчетная (теоретическая) пространственная модель колебательной системы; ими являются: 1) отклонения координатных осей, неподвижно связанных с соответствующими массами (частями системы) от расчетного положения, 2) отклонение направления возбуждающей силы.

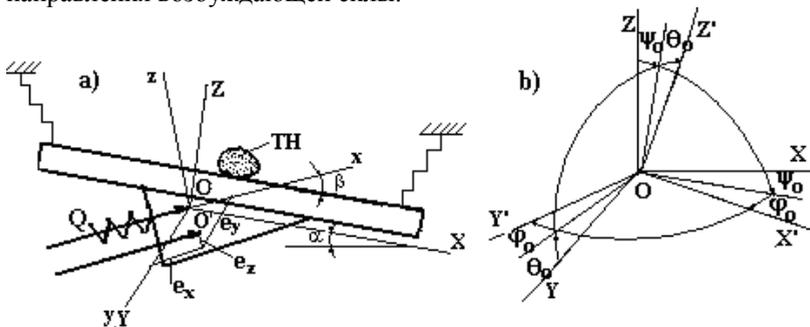


Рис.1. Конструкционные отклонения вибромашины после ее изготовления и сборки

Рассмотрим движение рабочего органа (РО) вибромашины с технологической нагрузкой (ТН) с учетом вышеуказанных погрешностей (рис.1). Координатная система  $OXYZ$  соответствует

идеальному положению и неподвижно связана с РО.  $Oxuz$  является неподвижной (инерциальной) системой, ось  $Ox$  которой совпадает с направлениями возбуждающей силы  $Q(t)$  и продольной осью упругой системы вибровозбудителя. Из-за неточностей изготовления узлов вибромашины и ее монтажа, реальной точкой приложения силы является  $O'$  с эксцентриситетами  $e_x, e_y, e_z$ , относительно  $O$ ; реальное положение РО соответствует координатной системе  $O'X'Y'Z'$ , отклоненной от  $OXYZ$  на углы  $\theta_0, \psi_0, \varphi_0$ , которые в форме эйлеровых углов даны на рис.1, а, а в таблице 1 показаны направляющие косинусы в углах  $\theta, \psi, \varphi$  после динамического смещения РО ( $O''X''Y''Z''$ ) с учетом начальных отклонений.

Таблица 1

	$X''$	$Y''$	$Z''$
$X$	1	$-\varphi - \varphi_0$	$\psi + \psi_0$
$Y$	$\varphi_0 - \varphi$	-1	$-\theta - \theta_0$
$Z$	$-\psi - \psi_0$	$\theta + \theta_0$	1

Указанные неточности являются причинами появления дополнительных составляющих возбуждающей силы  $Q(t)$ , проекции которых с учетом таблицы 1 примут вид:

$$\begin{aligned} Q_x &= Q[(\psi_0 + \psi) \sin \alpha_1 + \cos \alpha_1]; \quad Q_y = Q[(\varphi_0 + \varphi) \cos \alpha_1 + (\theta_0 + \theta) \sin \alpha_1]; \\ Q_z &= Q[(\psi_0 + \psi) \cos \alpha_1 + \sin \alpha_1], \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\alpha_1 = \alpha + \beta$ ,  $\alpha$  - угол наклона РО,  $\beta$  - угол вибрации; из за малости углов  $\theta_0, \psi_0, \varphi_0$  при разложении направляющих косинусов в ряды, учитываются только линейные слагаемые (табл.1).

Проекция момента возбуждающей силы  $M = Q \cdot e$  по координатным осям

$OXYZ$  будут иметь вид:

$$\begin{aligned} M_x &= Q_z \cdot e_y - Q_y \cdot e_z; \quad M_y = Q_z \cdot e_x - Q_x \cdot e_z; \\ M_z &= Q_y \cdot e_x - Q_x \cdot e_y. \end{aligned} \quad (2)$$

Уравнения поступательного и вращательного пространственного движения РО в линеаризованной форме примут вид:

$$M \ddot{q} + C_q \dot{q} + K_q q + K_q^* v = Q_q; \quad J_v \ddot{v} + C_v \dot{v} + K_v v + K_v^* q = M_q, \quad (3)$$

где  $q$  и  $v$  принимают значения  $x, y, z$  и  $\theta, \psi, \varphi$  соответственно;  $C_q, C_v$  – коэффициенты демпфирования упругой системы вибровозбудителя;  $K_q, K_v$  – коэффициенты упругости;  $K_q^*, K_v^*$  – коэффициенты, связывающие поперечно-поворотные и продольно-крутильные колебания;  $Q_q$  и  $Q_v$  определяются из выражений (1) и (2);  $M$  – масса РО (влияние массы ТН на движение РО не учитывается).

Уравнения движения ТН в трех поступательных направлениях в аналитической форме будут отличны от известных уравнений [1,2] членами, содержащими начальные угловые неточности  $\theta_0, \psi_0, \varphi_0$  и динамические повороты  $\theta, \psi, \varphi$  и примут вид:

$$\begin{aligned} \ddot{X} + \cos \alpha_1 (\ddot{x} - \ddot{z} \psi) - \sin \alpha_1 (\ddot{x} \psi + \ddot{z}) + Z \ddot{\psi} - \ddot{y} \varphi + 2 \ddot{\psi} \dot{Z} + Y \ddot{\varphi} - \ddot{\varphi} - 2 \dot{Y} \dot{\varphi} - \ddot{x} \psi_0 \sin \alpha_1 - \\ - \ddot{z} \psi_0 \cos \alpha_1 + \ddot{y} \varphi_0 + A \ddot{x} + B \dot{Y} + B_1 \dot{X} = -f(N_z - N_y) \text{sign}(\dot{X}) / M_1 - g \sin \alpha; \\ \ddot{Y} + \ddot{y} + \cos \alpha_1 (\ddot{z} \theta - \ddot{x} \varphi) + \sin \alpha_1 (\ddot{x} \theta + \ddot{z} \varphi) - Z \ddot{\theta} - 2 \dot{\theta} \dot{Z} + 2 \dot{X} \dot{\varphi} - \ddot{x} (\varphi_0 \cos \alpha_1 - \\ - \theta_0 \sin \alpha_1) + \ddot{z} (\theta_0 \cos \alpha_1 + \varphi_0 \sin \alpha_1) + B \dot{Y} - C \dot{Y} = -f N_z \text{sign}(\dot{Y}) / M_1; \\ \ddot{Z} + \cos \alpha_1 (\ddot{z} + \ddot{x} \psi) + \sin \alpha_1 (\ddot{x} - \ddot{z} \psi) - \theta \ddot{y} + Y \ddot{\theta} + 2 \ddot{\psi} \dot{Y} - 2 \dot{X} \dot{\psi} - \ddot{z} \psi_0 \sin \alpha_1 + \\ + \ddot{x} \psi_0 \cos \alpha_1 - \ddot{y} \theta_0 + D_1 \dot{z} + E \dot{x} + E' \dot{Z} + CZ = -f N_y \text{sign}(\dot{Z}) / M_1 - g \cos \alpha, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $A, B, B_1, C, D, E, E_1, C$  – коэффициенты, характеризующие ТН и принимающие различные значения в зависимости от режима работы РО (движение с отрывом и совместно с РО),  $M_1$  – масса ТН [3].

Был проведен цифровой эксперимент совместного решения уравнения (3) и (4) с учетом (1) и (2) для вибропитателя с электромагнитным вибровозбудителем с мощностью 1 КВт и рабочей частотой 50 Гц. [3]. Некоторые результаты эксперимента приведены на рис.2 а,б, где  $V$  и  $Z$  – средняя скорость и вертикальное перемещение ТН,  $z$  и  $\psi$  – паразитные колебания по направлению  $Ox$  и вокруг оси  $OY$ .

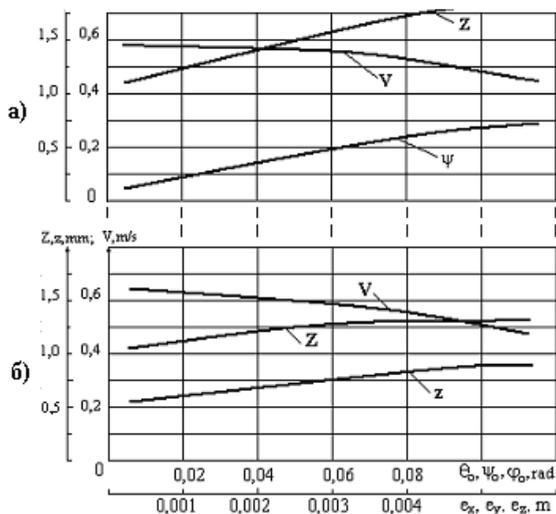


Рис.2. Зависимости характеристик движения ТН от конструктивных неточностей вибромашинной машины

В нормальном режиме работы, когда паразитные частоты далеки от резонансных, неточности в рассмотренных пределах  $0 - 0,12$  рад. и  $0 - 0,006$  м. не оказывают заметного влияния на рабочий процесс вибромашин; поэтому, для наглядности, при эксперименте в каждом из пространственных направлений колебаний (3), вибромашина вводится в резонанс и тогда увеличение неточностей вызывает значительное увеличение паразитных колебаний, нарушая при этом рабочий режим и изменяя скорость транспортирования (рис.2а,б).

Проведенные исследования показали, что паразитные колебания в большинстве случаев приводят к ухудшению основных динамических и эксплуатационных характеристик вибромашин, однако имеются случаи, когда скорость транспортирования сохраняется постоянной или имеет тенденцию к увеличению; это дает основание считать, что в отдельных случаях вместо того, чтобы уменьшить допуски на погрешность до минимума (что является труднейшей задачей), целесообразнее сконструировать вибровозбудители с управляемыми составляющими возмущающей силы и момента.

### Литература

1. Гончаревич И.Ф., Фролов К. В. Теория вибромашинной техники и технологии. //М.: Наука, 1981. 314 с.

2. Блехман И.И., Джанелидзе Г.Ю. Вибрационное перемещение. //М.:Наука,1964; 410 с.

3. Звиадаури В. С. Динамика вибрационных транспортно – технологических машин. //Тбилиси: Мецниереба, 2001. 190 с.

## БЕСКОНТАКТНАЯ ДИНАМОМЕТРИЯ ВРАЩАЮЩИХСЯ РОТОРОВ (МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ)

*Сокол В.М., Институт прогрессивных исследований,  
п.я. 5193, Арад 89151, Израиль.*

*Тел.: +972 72 211 32 05; +972 776 56 58. E-mail: [ymsokol@012.net.il](mailto:ymsokol@012.net.il)*

Одним из важнейших элементов измерения динамических параметров роторов является определение их силовых характеристик. В ряде случаев (например, высокоскоростные роторы с бесконтактным подвесом) условия эксплуатации не допускают физического контакта ротора с чувствительным элементом измерительной системы. По этой причине оказываются невозможными непрерывная динамометрия вращающегося ротора и, следовательно, использование результатов динамометрии в системах диагностики и прогнозирования надежности.

Покажем, что непрерывная бесконтактная динамометрия вращающегося ротора может быть осуществлена при исследовании его динамической жесткости (при известной массе  $m$  ротора).

Будем считать, что ротор совершает гармонические колебания

$$A = A_0 \sin \omega t \quad (1)$$

под действием гармонической вынуждающей силы  $F = F_0 \sin \omega t$ , (2)

где  $A_0$  – амплитуда гармонических колебаний  $A$ ,  $F_0$  - амплитуда гармонической вынуждающей силы  $F$ ,  $\omega$  – угловая скорость ротора.

Динамическая жесткость, представляющая собой отношение амплитуды  $F_0$  гармонической вынуждающей силы к амплитуде  $A_0$  гармонических колебаний, имеет вид [1]:

$$D = \frac{F_0}{A_0} \equiv m \sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu^2 \omega^2}, \quad (3)$$

где  $\Omega$  – собственная циклическая частота ротора,  $\mu$  - коэффициент демпфирования.

Из (3) следует, что амплитуда гармонической вынуждающей силы  $F_0$  может быть определена в виде:

$$F_0 = mA_0 \sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu^2 \omega^2}. \quad (4)$$

В работах [2] и [3] описан метод определения мгновенного положения и пространственного перемещения оси симметрии и оси вращения ротора при помощи трех датчиков (в каждой опорной плоскости), пространственно ориентированных друг относительно друга и измеряющих расстояния до поверхности ротора и линейные скорости  $V_{ij}$  точек поверхности, противоположащих датчикам. Метод позволяет отслеживать (в непрерывном режиме) радиус-векторы  $r_{ij}$  упомянутых точек и, следовательно, определять в непрерывном режиме мгновенное значение угловой скорости ротора

$$\omega = V_{ij} / r_{ij}. \quad (5)$$

Непрерывное отслеживание пространственного положения оси симметрии и оси вращения ротора позволяет контролировать (в непрерывном режиме) амплитуду  $A$  гармонических колебаний ротора.

Вследствие резонанса при условии  $\omega = \Omega$  амплитуда  $A$  гармонических колебаний, определяемых силой  $F$ , становится максимальной, т. е., выполняется условие [1]:

$$A|_{\omega=\Omega} = A_{\max}. \quad (6)$$

Измеряя в непрерывном режиме амплитуду  $A$  гармонических колебаний, можно зафиксировать момент выполнения условия (6) и, следовательно, условия  $\omega = \Omega$ . Тем самым может быть определена (и зафиксирована в памяти измерительной системы) собственная циклическая частота  $\Omega$  ротора.

Коэффициент демпфирования  $\mu$  может быть определен при исследовании затухающих свободных колебаний ротора [4] следующим образом.

Максимальная потенциальная энергия колебаний может быть представлена в виде:

$$\Pi = \frac{DA_0^2}{2}. \quad (7)$$

Рассеяние потенциальной энергии свободных затухающих колебаний за период  $T_1 \approx T$  (где  $T$  – период незатухающих колебаний) определим в виде:

$$\Delta\Pi = \int_0^T F_c dA, \quad (8)$$

где  $F_c = 2m\mu \frac{dA}{dt}$  – сила сопротивления вращению,  $T = \frac{2\pi}{\omega}$  –

период незатухающих колебаний с циклической частотой  $\omega$ .

С учетом значений  $F_c$ ,  $T$  и выражения (1) выражение (8) преобразуется к виду:

$$\Delta\Pi = \int_0^T 2m\mu \frac{dA}{dt} dA = 2m\mu \int_0^T A_0^2 \omega^2 \cos^2 \omega t dt = 2\pi m\mu A_0^2 \omega. \quad (9)$$

Из соотношения величин (9) и (7) определим коэффициент рассеяния энергии при затухании колебаний:

$$\psi = \frac{\Delta\Pi}{\Pi} = \frac{4\pi m\mu\omega}{D}. \quad (10)$$

Известно [5], что периоды двух последующих затухающих колебаний отличаются крайне мало (так, например, при уменьшении последующего размаха колебаний вдвое период последующего колебания  $T_2=1,024T_1$ ). Учитывая крайне малое отличие периодов двух последующих затухающих колебаний, а также учитывая диссипативную функцию Рэля, можно представить коэффициент рассеяния энергии затухающих колебаний в виде:

$$\psi = 2\delta_k, \quad (11)$$

где  $\delta_k = \ln \frac{a_i}{a_{i+1}}$  – логарифмический декремент затухания,  $a_i$  и

$a_{i+1}$  – размахи двух последовательных колебаний, разделенных периодом  $T$ .

Сравнивая выражения (10) и (11), находим:

$$D = \frac{2\pi m\mu\omega}{\delta_k}. \quad (12)$$

Сравнивая выражения (3) и (12), находим:

$$2\pi\mu\omega - \delta_k \sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2} + 4\mu^2\omega^2 = 0. \quad (13)$$

Решая уравнение (13) относительно  $\mu$ , получим формулу, позволяющую определить (вычислить) коэффициент демпфирования  $\mu$ :

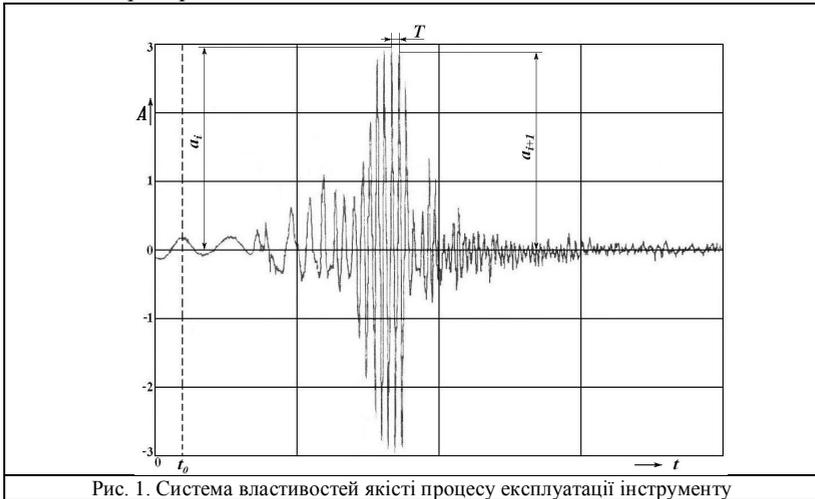
$$\mu = \delta_k \frac{\Omega^2 - \omega^2}{\omega} \sqrt{\frac{1}{\pi^2 - \delta_k^2}}. \quad (14)$$

Подставляя выражение (14) в (4), получим формулу, позволяющую определить (вычислить) амплитуду гармонической вынуждающей силы  $F_0$ :

$$F_0 = mA_0(\Omega^2 - \omega^2) \sqrt{1 + \frac{4\delta_k^2}{\pi^2 - \delta_k^2}}. \quad (15)$$

Из выражений (14) и (15) следует, что задача определения коэффициента демпфирования  $\mu$  и амплитуды  $F_0$  гармонической вынуждающей силы сводится, по сути, к определению логарифмического декремента затухания  $\delta_k$  и последующему вычислению величин  $\mu$  и  $F_0$  при измеряемой в непрерывном режиме величине  $\omega$  (5) и определяемой согласно (6) величине  $\Omega$ .

Метод определения логарифмического декремента затухания показан на рис. 1, представляющем осциллограмму радиальных колебаний ротора.



### *Литература:*

1. Левитский Н.И. Колебания в механизмах. – Москва: Наука, 1988. – 336 с.
2. Sokol V.M. Magnitudes of Second Order Infinitesimal in Diagnostics of Machines and Mechanisms // Proceedings of National Conference “Scientific Researches in the Field of the Control and Diagnostics”. – Arad: Publishing IASA, 2006. – P. 16 - 19.

3. Сокол В.М. Математические методы идентификации динамических параметров и характеристик роторных систем // Труды Института прогрессивных исследований. – Вып. 6. – Ард: Изд-во ИПИ, 2006. – С. 19-34.

4. Шнайдер А.Г., Сокол В.М. Демпфирование колебаний мотор-подшипников // Вестник машиностроения. – 1991. – № 10. – С. 28-31.

5. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: В 2-х т. – М.: Наука, 1982. – Том 2. – 640 с.

## **PECULARITIES OF CONDITION MONITORING IN NEW ENTERPRISES DURING THE INITIAL PERIOD OF EXPLOITATION**

*Algimantas BUBULIS, Remigijus JONUSAS, Vytautas JURENAS, Kestutis ZEBELYS,  
Kaunas University of Technology, Kestucio 27, Kaunas, LT- 44025, Lithuania,  
E-mail: [remjon@ktu.lt](mailto:remjon@ktu.lt), [kzebelys@takas.lt](mailto:kzebelys@takas.lt),*

Condition monitoring is the process of parameter of condition in machinery, such that a significant change is indicative of developing failure. The use of condition monitoring allows maintenance to be scheduled, or other actions to be taken to avoid the consequences of failure. It is typically much more cost effective than allowing machinery to fail. Serviceable machinery include rotating machines and plant [1]. The benefits of condition monitoring are recognized when results from the measurements and analysis are actually used to support the correct maintenance activity. Condition monitoring is the foundation for getting pre-warning time needed to carry out the maintenance work at the scheduled stop and avoid stop in –between [2]. The condition monitoring strategy can be easily established right from the start –initial period of exploitation.

Someone can say that condition monitoring during initial period of exploitation is not necessary as equipment and machinery in new enterprises are new and failures will not be expected. Our experience confirms the demand to introduce condition monitoring from first steps of machinery run.

During last few years there were built and introduced some new enterprises in Lithuania. Data from diagnostics and experience with condition monitoring in companies: JSC “ORION GLOBAL PET” – PET raw material factory and JSC “GIRIŲ BIZONAS” – wooden chipboards factory were used for this article.

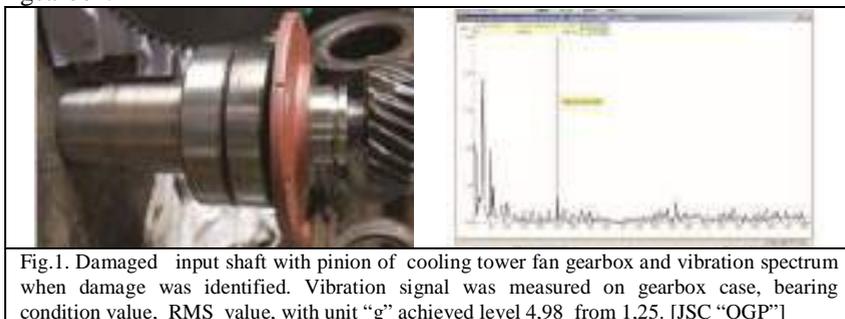
The most commonly used method for rotating machines is called vibration analysis. This method was used not only to examine levels of vibrations be compared with baseline values and standards and utilizing

FFT to interpret information contained in a vibration signals [1]. Enterprises employ various machines: pumps, fans, blowers, mills, gear boxes, etc. with rolling and journal bearings, fast and low rotational speeds. During initial diagnostics of machines we also used other factors and additional diagnostic tools, such as time signal, SPM Method and others.

Initial analysis of vibrations enabled us to investigate machines according their shaft misalignment (foundation deformations), unbalance, rolling bearing condition-lubrication, features of construction – resonances, belt tension and alignment, overgrowth of temperatures, stiffness of foundations and building ceilings, noise. Received initial data from measurements was used not only like a base to eliminate errors of mounting and construction but also as input data for Condition Monitoring System implemented there.

Further production process with introduced condition monitoring and diagnostics was concentrated on problems seeking to identify weak places in machinery when production level reached project figures and also maximal possible.

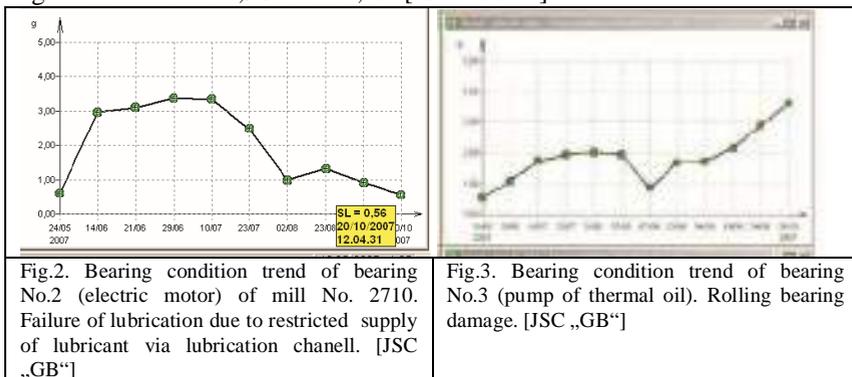
Problems which were identified during exploitation in JSC “ORION GLOBAL PET” while initial stage: shaft misalignment, unbalance, poor lubrication of bearings of electric motors, resonances –stiffness of ceilings, vibrations of product tanks and piping, large noise level of heating system weather inlet, cavitation of pumps. After 3 months of exploitation: rolling bearing damages of electric motors, serious damage of cooling tower fan gearbox.



Problems which were identified during exploitation in JSC “GIRIŲ BIZONAS” while initial stage: shaft misalignment, unbalance, poor lubrication of bearings of electric motors and other parts due to lubricant hardening. During 6 months of exploitation: rolling bearing damages.

Fig.1. Damaged input shaft with pinion of cooling tower fan gearbox and vibration spectrum when damage was identified. Vibration signal was

measured on gearbox case, bearing condition value, RMS value, with unit “g” achieved level 4,98 from 1,25. [JSC “OGP”]



### Conclusions

1. Condition monitoring and diagnostics during initial stage of exploitation of equipment and machinery in new enterprises is very important as it helps to eliminate mounting and construction errors, to take needed remedies seeking to avoid resonances.

2. Collected data during initial period of exploitation create good base for the Condition Monitoring System implementation.

3. Further condition monitoring and diagnostics after initial period of exploitation tend towards normal process with all features which are usual.

### Referencies

1. Condition monitoring. From Wikipedia, the free encyclopedia. [http://en.wikipedia.org/wiki/condition\\_monitoring](http://en.wikipedia.org/wiki/condition_monitoring).
2. Preventive maintenance and condition monitoring. “Maintenance and reliability”, ”IDHAAMMAR FORLAG” AB issue, 1986, Sweden

## ХАОТИЧЕСКИЕ КОЛЕБАНИЯ В НЕЛИНЕЙНЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ: ТИПЫ ХАОТИЧЕСКИХ АТТРАКТОРОВ, СЦЕНАРИИ РОЖДЕНИЯ И МНОГОРЕЖИМНОСТЬ

Смирнова Р.С., Закржевский М.В., Шукин И.Т., Евстигнеев В.Ю.  
 Рижский технический университет, ул. Калькю 1, Рига, Латвия, LV-1658,  
 тел. моб. +371 26603220, E-mail: [raja@politeh.lv](mailto:raja@politeh.lv)

Данная работа посвящена изучению хаотических колебаний в типовых динамических системах. Такого рода хаотические колебания

порождены детерминированными правилами и широко распространены в природе и технике.

Хаотические колебания и типы хаотических колебаний в данной работе исследуются с применением систематического подхода на основе метода полных бифуркационных групп, что позволяет выяснить природу зарождения хаоса. Метод полных бифуркационных групп предполагает:

1. Поиск периодических режимов и всех групп UPI с бесконечным числом неустойчивых периодических решений в выбранной точке пространства параметров.

2. Оценку устойчивости всех найденных периодических режимов с расчетом мультипликаторов.

3. Продолжение по простому или комплексному параметру устойчивых и неустойчивых периодических режимов с построением бифуркационных диаграмм.

4. Продолжение по параметру (по ветви решения) устойчивых и неустойчивых периодических режимов каждой бифуркационной группы: основной 1T и субгармонических nT; отображение полных бифуркационных групп на бифуркационных диаграммах.

В данной работе рассматривается формирование бифуркационных групп и рождение хаотических колебаний в диссипативных колебательных системах с внешним периодическим воздействием. На рисунке 1 проиллюстрирован анализ регулярных и хаотических вынужденных колебаний бифуркационных групп 1T и 3T на основе систематического подхода. Расположение различных бифуркационных групп в одном и том же диапазоне параметров является типичным для нелинейных систем.

Стационарные хаотические колебания – хаотические аттракторы – являются глобальными либо сосуществуют с другими периодическими аттракторами. В случае симметричных систем, типичным является сосуществование двух взаимно-симметричных хаотических аттракторов.

Особенностью симметричных систем является переход к хаосу по сценарию Фейгенбаума (каскад бифуркаций удвоения периода) от каждого из двух взаимно-симметричных режимов, которые рождаются в результате бифуркации потеря симметрии. Таким образом, в исследуемой системе, происходит рождение двух взаимно-симметричных хаотических аттракторов (рис.1,  $h_1 = 4.5$ ), а затем при изменении бифуркационного параметра и гомоклиническом касании происходит глобальная бифуркация (рис.1,  $h_1 = 4.8$ ) и рождение глобального хаотического аттрактора.

Предлагается применить систематический подход к исследованию протуберанцев и редких аттракторов, а также сопутствующих им хаотических колебаний. В этом случае рождение редкого аттрактора связано с появлением бифуркации типа складки и рождение хаотических колебаний в результате каскада бифуркаций удвоения периода при изменении бифуркационного параметра, причем, устойчивые хаотические колебания существуют в малом диапазоне изменяемого параметра.

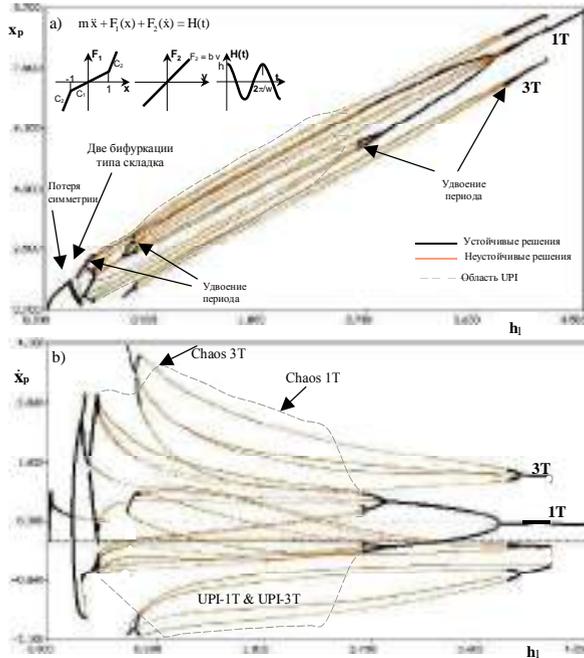


Рис. 1. Бифуркационная диаграмма для трилинейной симметричной системы с линейным вязким трением при изменении амплитуды внешнего гармонического воздействия. На диаграммах отображены бифуркационные группы 1Т и 3Т. Показаны значения перемещения (а) и скорости (б) неподвижных точек устойчивых и неустойчивых периодических решений.

Параметры системы:  $m=1$ ,  $c_1 = 1$ ,  $c_2 = 9$ ,  $\Delta = 1$ ,  $b=0.2$ ,  $\omega=1$ ,  $h_1 = \text{var}$ .

Отображение хаотического аттрактора на плоскости Пуанкаре является статистически подобным и фрактальным. При увеличении числа точек отображение хаотического аттрактора становится более насыщенным, точки сгущаются, четко высвечивая картину аттрактора. На рисунке 2 представлено отображение хаотического аттрактора на

плоскости Пуанкаре (рис.2.а) и фазовый портрет(рис.2.б) в области UPI бифуркационных групп 1Т и 3Т.

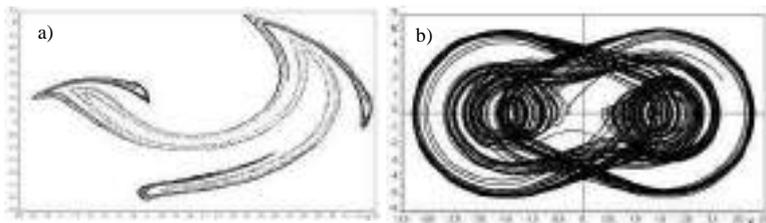


Рис. 2. Хаотический аттрактор в области с бесконечным числом неустойчивых режимов UPI бифуркационных групп 1Т и 3Т на плоскости Пуанкаре за 50000 периодов внешнего воздействия (а) и его фазовый портрет (100 периодов, б). Трилинейная симметричная система с турбулентным трением (кубическая характеристика) при внешнем гармоническом воздействии.

Параметры системы:  $m=1$ ,  $c_1 = 1$ ,  $c_2 = 9$ ,  $\Delta = 1$ ,  $b_1=0.007$ ,  $\omega=1$ ,  $h_1=7.0$ .

Применение систематического подхода при исследовании вынужденных колебаний на основе метода полных бифуркационных групп, оценке устойчивости периодических режимов, поиске аттракторов и построении их областей притяжения на плоскости Пуанкаре позволяет в полной мере изучить хаотические колебания, типы хаотических аттракторов и случаи многорежимности.

### *Литература*

1. Zakrzhevsky M. Global Stable Oscillations Near Unstable Equilibrium Positions: The Hilltop Effect, in F.C. Moon (ed.), Proceedings of the IUTAM Symposium on New Applications of Nonlinear and Chaotic Dynamics in Mechanics, held in Ithaca, USA, Kluwer Academic Publishers, 1998, pp. 117-124.

2. M.Zakrzhevsky, Rare Attractors and Protuberances in Nonlinear Dynamics, In Proceedings of XIV Symposium “The Dynamics of Vibroimpact (Strongly Nonlinear) Systems”, Moscow – Zvenigorod, 2003, p. 114-115.

3. M.Zakrzhevsky, Typical Bifurcation Groups and Their Interaction in Nonlinear Dynamic Systems. Rare Attractors, Protuberances, Unstable Periodic Infinitiums, and Chaotic Behaviour, 1st International Conference on Vibro-Impact Systems, Book of Abstracts, Loughborough, 2006, p. 53-55.

4. М.Закржевский, Методы нелинейной динамики машин, механизмов и приборов. Новые подходы и старые заблуждения, Сб.

Трудов международной научной конференции “Современные достижения в науке и образовании”, г. Натания, Израиль, 2007, стр. 184-191.

## ПРО СОВРЕМЕННЫЕ ОХЛАЖДАЕМЫЕ И НЕОХЛАЖДАЕМЫЕ ФОКАЛЬНЫЕ МИКРОБОЛОМЕТРИЧЕСКИЕ И ПИРОЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ МАТРИЦЫ

<sup>1</sup>Муравов С., <sup>1</sup>Воронов С., <sup>1</sup>Богорош А., <sup>2</sup>Бубулис А., <sup>3</sup>Вишняков Н.

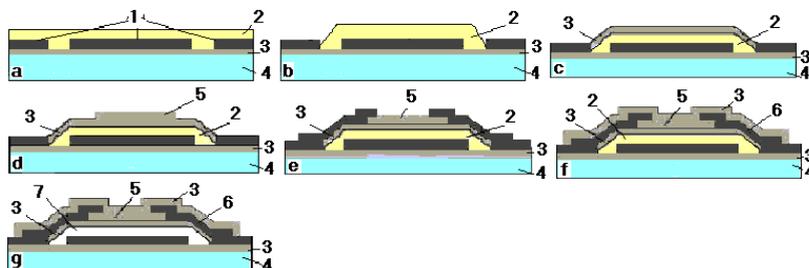
<sup>1</sup>Национальный технический университет Украины «Киевский политехнический институт»,

<sup>2</sup>Каунасский институт пьезомеханики (Литва),

<sup>3</sup>Вильнюсский технический университет им.Гедиминаса (Литва)

Анализ разработок тепловизионных систем показывает, что главным фактором, определяющим успехи при создании матриц полнокадровых многоэлементных тепловых сенсоров и тепловизоров на их основе, стало внедрение MEMS (MicroElectroMechanical Systems) - микроэлектромеханической технологии, которая широко применяется для создания разных микроминиатюрных конструкций в кремниевых кристаллах.

Она основана на глубоком травлении кремния или специального нанесения на его поверхность вспомогательного защитного слоя из полиамамида, фосфоросиликатного стекла (PSG-Phosphor Silicate Glass) или поликремния. На рис. 1 приведен комплекс технологических операций получения теплоизолированной поверхности MEMS структуры для интегрального теплового сенсора.



а – нанесение защитного слоя из полиамидного лака; б – формирование топологии защитного слоя: фотолитография, реакционное ионное травление; в – нанесение и формирование несущего слоя  $\text{Si}_3\text{N}_4$ : плазма-стимулированное химическое осаждение из паровой фазы, фотолитография; д – осаждение пленки  $\text{VO}_2$  и формирование топологии: напыление, фотолитография; е – изготовление металлических электродов:

вакуумное напыление, взрывная фотолитография; f – осаждение и формирование верхнего слоя  $\text{Si}_3\text{N}_4$ ; плазмастимулированное химическое осаждение из паровой фазы, фотолитография; g - удаление полиамидного защитного слоя, где 1 - Au, 2 - полиамид, 3 -  $\text{Si}_3\text{N}_4$ , 4 - Si, 5 -  $\text{VO}_2$ , 6 – металлические электроды, 7 – пустое пространство.

Рис. 1. Комплекс технологических операций получения теплоизолированной поверхности MEMS структуры для интегрального теплового сенсора:

С помощью MEMS-технологий разработаны неохлаждаемые тепловые сенсоры на основе структуры кремниевая плёнка-изолятор-кремниевая "пластина монокристалла" - SOI (Silicon-On-Insulator), в которой формируют несколько последовательно включенных *p-n* переходов. Такой прибор имеет сниженный уровень шумов через высокую однородность структуры из двух кремниевых слоев монокристаллов, разделенных изолятором из двуокиси кремния. Детектирование ИК-излучения осуществляется по температурной зависимости прямо смещенного диода (ТКО порядка 7%/К). Высокая тепловая изоляция ( $8,2 \cdot 10^{-8}$  Вт/К) достигается за счет применения методов объемной технологии MEMS, которая удаляет кремний из чувствительной области сенсора. На рис. 2 показана конструкция пироприёмника на основе последовательно включенных *p-n*-переходов и объемной MEMS-технологии.

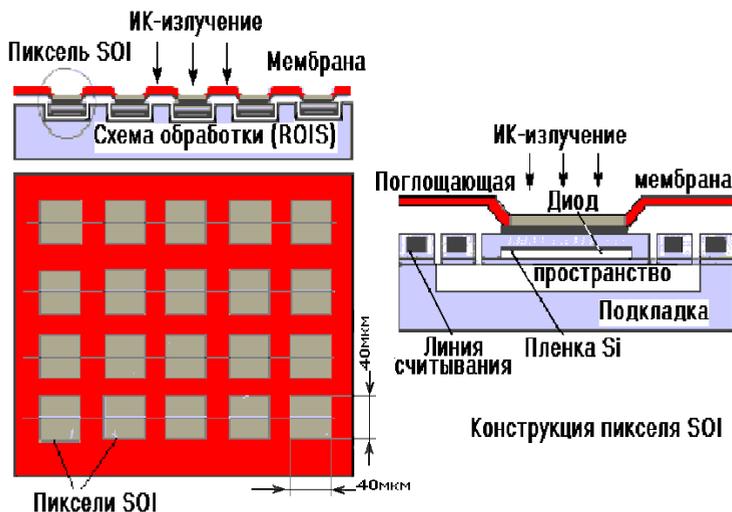


Рис. 2. Схема конструкции пироприёмника на основе последовательно включенных *p-n*-переходов и объемной MEMS-технологии.

Большим преимуществом этой конструкции является ее полная совместимость с технологическими процессами на кремнии.

Другая разработка, которая также основана на кремниевой технологии, имеются матричные сенсоры на термоэлектрическом эффекте. Такая технология связана с развитием MEMS-технологии.

Конструкция теплового сенсора на термопарах схематически изображена на рис. 3.

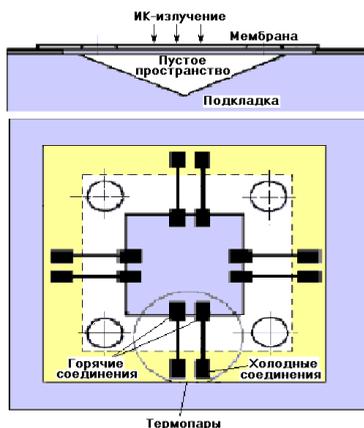


Рис. 3. Схема конструкции теплового сенсора на термопарах.

Технология использует стандартный CMOS-процесс, в котором высоколегированные области *n*- и *p*-типа поликремния изготовлены на мембране из нитрида кремния и объединены алюминиевым проводником в термопары.

Защитным слоем служит фосфоросиликатное стекло (PSG) [1]. Холодный спай располагается на кремниевой подкладке. Термическая изоляция обоих спаев достигается MEMS-процессом, который формирует полость под мембраной, вытравленную с помощью гидразивного травления подкладки *n*-кремнию.

Основные характеристики тепловых многоэлементных приемников приведены в таблице 1.

Таблица 1

Спектр. диапазон, мкм	Тип сенсора	Формат матриц	Размер элемента, мкм	NETD, мК	Q, мкВт/К
8...14	м/болومتر (Si - 2,5%/К)	256?64	47?47	50	0,07
8...14	VO <sub>x</sub> (2,2%/К)	320?236	50?50	<100	<0,03

8...14	VO <sub>x</sub> (2%/K)	320?240	50?50	55	0,05
8...13	м/болометр (Si - 2,8%/K)	160?120	48?48	<100	0,03
8...12	SFB (аморфный Si:N)	320?240	40?40	<150	0,3...0,5
8...12	VO <sub>x</sub> (2%/K ± 0,1%)	340?240	50?50	50	0,1
8...12	м/болометр UFPA	320?240	50?50	50	0,1
7...14	BST(12%/K)	320?236	48,5?48,5	40	<4

### **Выводы**

Интенсивное развитие высоких технологий стало основой для создания целого семейства современных приборов ИК-диапазона. По оценкам специалистов последующие работы в области тепловидения будут проводиться в направлении совершенствования уже разработанных приборов. Особенное внимание будет уделяться тепловизорам на базе охлаждаемых фокальных матриц на основе твердых растворов телуридов кадмия и ртути, антимоноиду индиго и QWIP, а также на основе неохлаждаемых микроболометрических и пироэлектрических матриц.

Значительное внимание разработчики ИК-систем уделяют MEMS направлению - миниатюрным промышленным системам, объединенных с чипами, эксплуатируемых в условиях акустической эмиссии и механической вибрации.

Публикации последних лет, предоставляют возможность оценить мощностю этого направления в технологии. Просматривается и методология проектирования новых приборов ИК-диапазона в целом и чувствительных элементов в частности, работающих в реальных условиях.

### **Литература**

1. McFwen R.K., Manning P.A. European uncooled thermal imaging sensors// Proceedings of SPIE. - 1999. - V. 3698. - P. 256-263.

## **УПРАВЛЯЕМЫЙ СИНТЕЗ САМООРГАНИЗОВАННЫХ SIGE НАНОСТРУКТУР НА КРЕМНИЕВЫХ ПОДЛОЖКАХ ВНЕШНИМИ ФИЗИЧЕСКИМИ ФАКТОРАМИ**

<sup>1</sup>Богорош А.Т., <sup>2</sup>Воронов С.А., <sup>3</sup>Ларкин С.Ю., <sup>4</sup>Мурахов С.А., <sup>5</sup>Вишняков Е.Н.,

<sup>6</sup>Мелихов И.В.

<sup>1-4</sup>НТУУ «КПИ», <sup>5</sup>Вильнюсский ТУ, <sup>6</sup>Московский ГУ,  
+(38044) 241 68 65, E-mail: fondfti@ntu-kpi.kiev.ua

Для повышения качества, надежности и долговечности технических систем во всем мире растет интерес к наноматериалам, которые состоят из частиц с линейными размерами меньше 100 нм, что означает преодоление фундаментального физического барьера, за которым становятся актуальными квантово-размерные эффекты и все свойства твердого тела резко изменяются. В связи с этим наноструктуры имеют важное преимущество над микроструктурами, которая связана с тем, что изменяя геометрические размеры и конфигурацию нанообъектов, можно управлять свойствами наноматериалов и изделий из них. Возникает возможность конструирования важных параметров структуры и прежде всего - энергетического спектра носителей заряда и фононов.

Одним из таких перспективных направлений внедрения новых подходов в кремниевую электронику является использование самоиндуцируемого роста Ge наностроек на Si подкладке, физическая суть которого заключается в уменьшении упругой энергии системы при переходе от двумерного эпитаксиального роста к диффузионному трехмерному с распределением Ge островков по поверхности образца. При этом наностройки могут приобретать две разные формы: пирамиды (pyramid) и купола (dome). Боковыми гранями пирамид являются плоскости типа  $\{105\}$ , в то время как для куполов –  $\{113\}$   $\{102\}$ . Существование двух разных форм наностроек может быть объяснено двумя моделями. Первая допускает, что каждой отдельной форме напряженных островков отвечает минимум конфигурационной удельной энергии и между этими потенциальными ямами, разделенными барьером, может происходить активированный переход. Идея второй модели заключается в том, что имеет место изменение химического потенциала островков, при изменении своей равновесной формы из пирамиды на купол. Это происходит при определенном критическом объеме растущего островка, когда энергия купола становится меньше энергии пирамиды такого же объема.

Объектом наших исследований были гетеросистемы Ge/Si(001) с наностройками, полученными при разных технологических режимах, где кинетика формирования наностроек в системе Ge/Si остаётся до конца неясной, начиная от определения критической толщины нанослоя, виброакустики, температуры и др.

Целью исследований является, выявление факторов внешнего воздействия на синтез самоорганизованных наноструктур на кремниевых подкладках.

Спектроскопия комбинационного рассеивания света (КРС) и атомно-силовая микроскопия (АСМ), которые позволяют изучить механизм самоорганизации роста GeSi-наностроек на кремниевой подкладке, определить их компонентный состав, величины механических напряжений в зависимости от внешних физических воздействий и количества Ge эпитаксиальных слоев. Для исследования физических механизмов формирования наностроек, характера деформационных полей и процессов диффузии кремния из подкладки в смачивающий слой и наностройки применены методы КРС, высокораздельной рентгеновской дифрактометрии (ВРРД) и сканирующей АСМ. Такое сочетание позволило получить параметры структур, сформированных при разных физических воздействиях (температурой, акустической вибрацией), такие как упругие деформации, компонентный состав, плотность наностроек, распределение их по размерам и по форме.

В результате методом КРС были исследованы фононные (оптические и акустические) спектры самоорганизованных наноструктур, сформированных в процессе молекулярно лучевой эпитаксии (МЛЭ) Ge на кремниевые подкладки. С помощью АСМ оценен компонентный состав и величины упругих деформаций в островках путем варьирования температуры эпитаксии при одинаковой толщине осаждаемого слоя Ge и путем варьирования толщин Ge слоя при одинаковой температуре. Так, с ростом температуры эпитаксии усиливались процессы внешней диффузии, обусловленной полями напряжений у основ островков, что привело к формированию SiGe наностроек со значительной частью Si (60% при 750°C) в островках, имеющих форму пирамиды, что обуславливает их стабильность и при больших размерах без трансформации в куполообразные островки. Исследования показали, что расположение и размеры наностроек по поверхности подкладки носят статистический характер и имеют значительный разброс.

Среди других способов улучшения однородности размеров островков можно выделить использование кремниевых подкладок с отклонением на некоторый угол от (100), применение метода синхронного зарождения островков, что можно достичь, например, акустической вибрацией, в т.ч. импульсным ультразвуком.

Кроме акустической вибрации и температуры управлять синтезом самоорганизованных SiGe наноструктур на кремниевых подкладках можно изменяя толщину монослоев Ge. Так, на (рис. 1) приведены АСМ-изображения островков, полученных при трех разных

номинальных толщинах германиевого слоя (6, 8 и 12 МС) и одинаковой температуре роста (705°C).

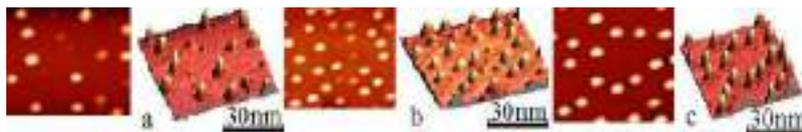


Рис. 1. АСМ-изображение (вид сверху и в пространстве) саморганизованных наностроек, которые были выращены при температуре 705°C, 22,4 кГц, 18,6 кВт/м<sup>2</sup>. Номинальная толщина эпитаксиального слоя Ge составляла: (а) 6 МС; (b) 8 МС; (с) 12 МС.

Необходимо отметить, что во всех случаях формирования островков начиналось при номинальной толщине германиевого слоя, которая не превышала 3 МС. Сначала возникали островки лишь пирамидальной формы. При номинальной толщине Ge 6 МС количество куполов преобладала над пирамидами. Плотность наностроек увеличивалась, когда толщина осаждаемого германиевого слоя росла от 6 до 8 МС, но объем пирамид и куполов в этом случае существенно не изменялись. Для образцов, полученных при толщине эпитаксиального слоя Ge 12 МС, наоборот – плотность островков растет мало, однако их средний объем заметно увеличивается за счет полного исчезновения островков пирамидоидальной формы, что подтверждается исследованиями других авторов.

Управляемый синтез наностроек одной номинальной толщины при повышении температуры от 660 до 750 °С, или при постоянной температуре (705 °С) но путем увеличения номинальной толщины эпитаксиального слоя Ge от 6 до 12 МС, интенсифицируется посредством акустической вибрации в процессе МЛЭ. Одна серия образцов состояла из островков, которые были покрыты кремниевыми МС, другая серия образцов содержала наностройки, синтезированные при таких же режимах, но не покрытых кремнием. Параметры МЛЭ для всех образцов были одинаковы: температура осаждения 660°C, номинальная толщина осадженного слоя - 8 МШ, скорость осаждения около 0,12А/с. Однако, при дополнительном импульсном облучении появлялись дополнительные наностройки (рис. 2).

Так, на рис. 2 приведено АСМ-изображение (вид сверху и в пространстве) саморганизованных SiGe наностроек, в том числе появление новых островков после импульсного акустического облучения, где не показаны узлы МЛЭ для напыления.

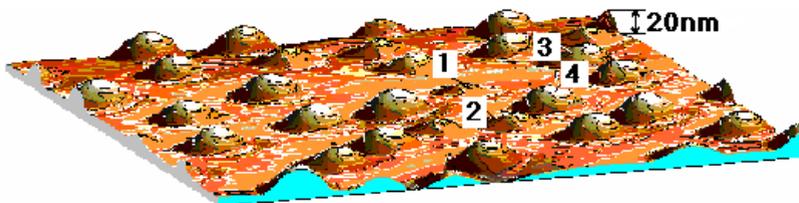


Рис. 2. АСМ-изображение (вид сверху и в пространстве) саморганизованных SiGe наностроек, в том числе появление новых наностроек после импульсного акустического облучения (интенсивностью 18,6 кВт/м<sup>2</sup> (1, 3), 200 кВт/м<sup>2</sup> (2, 4), частотой колебаний 880 кГц (1,2) і 22,4 кГц (3,4).

### **Результаты исследования**

1. Показано влияние температуры и виброакустики на ускорение самоорганизации SiGe и Ge наностроек, сформированных в условиях управляемого синтеза.

2. Нарастивание наностроек кремнием приводит к росту содержания кремния в наностройках и увеличению в них величин механических напряжений, что необходимо учитывать при разработке приборов опто- и наноэлектроники.

3. Выявлено, что варьирование скорости осаждения атомов Ge в границах от 0,12 А/с до 0,39 А/с при одинаковых других параметрах (температура, вибрация, импульсный ультразвук, изменение толщин монослоя) приводит к изменению поверхностной плотности строек и их размеров без изменений состава и величин упругих деформаций строек.

4. Сформированные при 480...660°С наностройки имеют форму кластеров (конусы и пирамиды высотой до 20 нм) с поверхностной плотностью от  $1,2 \cdot 10^{10}$  до  $8,4 \cdot 10^8$  см<sup>-2</sup>.

5. Показано, что куполообразные стройки легче релаксуют за счет большого содержания кремния от внешней диффузии и других факторов.

6. Качество исследований на АСМ зависит от четкого выполнения инструкции по эксплуатации, а также от влияния внешних физических факторов и перестройки острия зонда.

## **РОСТ ДЕФЕКТОВ В КРЕМНИЕВЫХ ПОДКЛАДКАХ НАВИГАЦИОННЫХ ПРИБОРОВ**

<sup>1</sup>Богорощ А.Т., <sup>2</sup>Воронов С.А., <sup>3</sup>Ларкин С.Ю., <sup>4</sup>Муравов С.А., <sup>5</sup>Вишняков Е.Н., <sup>6</sup>Мелихов И.В.

<sup>1-4</sup>НТУУ «КПИ», <sup>5</sup>Вильнюсский ТУ, <sup>6</sup>Московский ГУ, +(38044) 241 68 65, E-mail: fondfii@ntu-kpi.kiev.ua

Объект исследований – кремниевые подкладки в гетероструктурах, подвергающиеся разрушению от внешних физических воздействий (образование дефектов, нанотрещин, пор).

Цель исследований – изучение кинетики роста дефектов в кремниевых подкладках химическим (или электрохимическим) протравливанием в акустическом поле воздействия, прогнозирование морфологических изменений и электрофизических свойств в пористых структурах, которые могут быть полупроводниками.

Методы исследований - электрохимические кинетические уравнения и сканирующая электронная микроскопия.

Среди многих предложенных моделей роста пористых дефектов [4] можно выделить 3 базовые:

1) квантомеханическая модель формирования пор (размерное квантование носителей заряда приводит к повышению ширины запрещенной зоны и образования энергетических барьеров между кремниевой подкладкой и нанокристаллитами, препятствующих переходу дырок из подкладки в область между пористыми стенками, которые обеднены дырками);

2) модель диффузионного ограничения (пористые дефекты растут за счет диффузии дырок сквозь область обеднения за направлением активных узлов поверхности кремния, где они принимают участие в реакции растворения кремния);

3) модель, в которой характеристики роста пористых дефектов определяются распределением электрических полей и прикладываемого напряжения между слоем Гельмгольца в электролите и областью пространственного заряда (ОПЗ) в кремнии, то есть свойствами интерфейса кремний-электролит без рассмотрения транспортных процессов в электролите.

Методом сканирующей электронной микроскопии было получено микрофотографию радиального аншлифа гетероструктуры из двух слоев: кремния после полировки соединенного с кремнием с пористыми дефектами после режимов анодного процесса в растворе плавиковой кислоты (рис.1).



Рис. 1. Профиль пористых дефектов в протравленном слое кремния. Масштаб 1:100000.

Как видно из фотографии, пористые дефекты имеют неоднородную дендритную структуру, причем пористость уменьшается при приближении к границе раздела с кремниевой подкладкой. Учитывая, что с ростом пористости увеличивается ширина запрещенной зоны  $E_g$ , можем рассматривать пористый слой как варизонный полупроводник, у которого  $E_g$  максимальная в приповерхностной области.

### ***Выводы***

1. Определены основные электрофизические свойства слоев пористых дефектов кремния в структурах: кремниевая подкладка-пористый кремний, которые могут быть полупроводниками, созданными химическим и электрохимическим протравливанием в акустическом поле для равномерности пор.

2. Исследовано влияние адсорбции газовой среды (воздуха, влаги) на величину скорости поверхностной рекомбинации на границе раздела между кремнием и слоем пористого кремния.

3. Методом релаксационной спектроскопии глубоких уровней определены энергетические характеристики глубоких ловушек в дефектных от пор кремниевых слоях. Полученные экспериментальные данные подтверждают существование градиентов пористости и ширины запрещенной зоны для анодированного кремния, имеющего слой из пористых дефектов.

4. Апробированы алгоритмы, что практически реализуют метод приведенных токов, который позволяет оценить однородность параметров кремниевых структур со слоем пористых дефектов.

### ***Литература***

1. Богорош А.Т., Воронов С.А., Муравов С.А. Вибрация как источник интенсификации кристаллизации новых веществ и материалов.//В сб. трудов Международной научной конференции «Современные достижения в науке и образовании», 9-17.09.07, г. Натания, Израиль, 2007. С.50-54.

## **ЗМІНА ФІЗИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТА НАНОСТРУКТУРИ КРИСТАЛІВ КРЕМНІЮ ПІД ДІЄЮ СЛАБКОГО МАГНІТНОГО ПОЛЯ**

*Макара В.А., Стебленко Л.П., Васильєв М.О.<sup>1</sup>, Курилюк А.М.<sup>a</sup>,  
Кобзар Ю.Л.<sup>b</sup>, Науменко С.М., Коплак О.В.*

*Київський національний університет імені Тараса Шевченка, фізичний факультет  
проспект академіка Глушкова 2, корпус 1, 03680 Київ, Україна  
<sup>a</sup>Kurylyuk\_a@univ.kiev.ua, <sup>b</sup>Yu\_L\_Kolchenko@univ.kiev.ua  
<sup>1</sup>Інститут металофізики імені Г.В.Курдюмова НАН України,  
бульвар Академіка Вернадського, 36, 03680 Київ, Україна*

В кристалах кремнію експериментально досліджено магнітомеханічний ефект, який полягає в зміні мікротвердості кристалів кремнію під дією слабкого ( $B = 0,17$  Тл) постійного магнітного поля. Експериментально розвинута концепція управління характером релаксації магнітомеханічного ефекту за допомогою рентгенівського опромінення, води і хімічного розчину (травник Сіртла). Виконані в роботі дослідження свідчать про явище активації в магнітному полі поверхневих фізико-хімічних властивостей, зокрема, адсорбційних властивостей. З посиленням адсорбційної функції кремнію при його магнітній обробці пов'язані особливості релаксації магнітомеханічного ефекту після завершення магнітної обробки. Встановлено, що релаксація магнітомеханічного ефекту після завершення магнітної дії прискорюється при витримці зразків кремнію в звичайному кисневомісткому середовищі і сповільнюється при їх витримці в вакуумній камері. Дані ефекти пов'язані з протіканням стимульованих магнітним полем міждефектних реакцій і модифікацією на цій основі структури приповерхневих шарів кремнію.

Встановлено, що магнітна обробка кристалів кремнію супроводжується зміною в приповерхневих шарах кремнію концентрації іонів домішки різних хімічних елементів: міжвузольного кисню, вуглецю, азоту, лужних металів. Після магнітної обробки спостерігається також зміна топології поверхні кремнію, яка проявляється в збільшенні товщини окисного шару, в рості параметру шороховатості і в виникненні додаткових порушених шарів. Отримані в роботі результати вказують на появу нових парамагнітних центрів в кристалах кремнію після магнітної обробки. Тим самим, отримано експериментальне підтвердження впливу магнітного поля на

модифікацію наноструктури кремнію – підсистему структурних дефектів (власні та домішкові дефекти, їх комплекси) і на відповідну до цієї модифікації зміну структурно-чутливих властивостей.

Запропоновані модельні уявлення, які пояснюють фізичну сутність виявлених в кристалах кремнію магніточутливих ефектів на основі впливу магнітного поля на спінову конфігурацію в нанокластерах структурних дефектів.

На основі детальних комплексних досліджень нами встановлено, що обробка кристалів магнітним полем приводить до розпаду хімічних зв'язків, зокрема, зв'язків Si-O в кисневомістких комплексах в кремнії, серед яких домінують  $\text{SiO}_x$ -преципітати. З іншої сторони, магнітне поле посилює адсорбційну здатність приповерхневих шарів кристалів Si. В результаті посилення хімічної активності відбувається адсорбція молекул  $\text{H}_2\text{O}$  і кисню поверхнею  $\text{SiO}_2$ . Це приводить до зміни (росту) товщини плівки двоокису на поверхні кремнію. Вказані процеси протікають одночасно (синхронно) і змінюють топологію поверхні. Методами атомно-силової мікроскопії та растрової електронної мікроскопії встановлено, що в результаті дії магнітного поля поверхня кристалів кремнію видозмінюється, стає неоднорідною в порівнянні з вихідною (яка не зазнавала магнітної обробки) (див. рис.1), при цьому порушується планарність поверхні, спостерігається ярко виражена фрагментарність поверхні, росте її шороховатість.



Рис.1. Зображення структури окисної плівки на поверхні кристалів кремнію, отримане методом растрової електронної мікроскопії зразу після завершення магнітної обробки.

Для зразків, що пройшли магнітну обробку, параметр шороховатості збільшується ~ в 6 раз. Зміни топології поверхні та характеру рельєфу супроводжується зміною сорбційних властивостей

поверхні напівпровідників. Виявлено, що формування наноструктурних об'єктів у вигляді адсорбованих хімічних груп на поверхні кремнію відбувається легше, ніж на гладкій поверхні. Це пов'язано з тим, що поверхня після магнітної обробки має ступінчасту структуру. Адсорбція окисною плівкою, яка завжди присутня на поверхні кремнію, молекул  $H_2O$  і кисню на багатоатомних сходинках (виступах) приводить до росту товщини плівок двоокису кремнію  $SiO_2$ . Саме цей результат і був зафіксований нами методом рентгенівської фотоелектронної спектроскопії.

Магнітна обробка приводить до суттєвої (~ 20 %) зміни механічних параметрів кристалів кремнію: динамічної твердості, модуля пружності та коефіцієнта пластичності.

В даний час нами розвивається напрямок по розробці технологічних схем осадження покриттів (металічних і діелектричних). Метод активації в магнітному полі поверхневих властивостей кремнію може бути використаний для удосконалення різних технологічних процесів, наприклад, зниження температури проведення окислення, підвищення швидкості хімічних реакцій, які протікають на поверхні напівпровідників, нанесення покриттів у вигляді плівок з новими властивостями.

Другий напрямок наших робіт полягає в тому, що в якості джерела модифікації нанокластерів, утворених структурними дефектами, використовуються різні поля зовнішнього впливу і різноманітні технологічні обробки напівпровідникових кристалів, такі як мікрохвильові НВЧ поля, лазерна і радіаційна обробки.

Використання розроблених методів обробки магнітним полем напівпровідникових кристалів дозволяє ціленаправлено управляти процесами формування наноструктури приповерхневих шарів. Це дозволяє змінювати електрофізичні, мікромеханічні, оптичні та адсорбційні властивості напівпровідників. Комбіноване використання магнітної обробки з іншими різноманітними обробками (лазерна, нейтрона, ультразвук і т.п.) дозволяє розширити функціональні можливості застосування напівпровідників та структур на їх основі, а також моделювати процеси зовнішніх впливів в області біофізики.

## **ИМПУЛЬСНАЯ ДУГОВАЯ ОБРАБОТКА ПОВЕРХНОСТИ**

*Канд. техн. наук Калек Давид Михайлович, Институт электросварки им.Е.О.Патона  
НАН Украины, 03680,г.Киев-150, ул.Боженко, 11, 287-71-02, [kaleko@paton.kiev.ua](mailto:kaleko@paton.kiev.ua)*

Высокие требования к надежности деталей, работающих в условиях интенсивных нагрузок, могут быть выполнены при создании на них поверхностных слоев с особыми свойствами путем изменения их химического состава и структуры. В большинстве случаев таким требованиям удовлетворяют поверхностные слои с высокой твердостью.

В настоящее время для такой модификации поверхности все шире используется термическая обработка с применением высококонцентрированных источников энергии, наиболее распространенными из которых являются лазеры. При этом наилучший результат достигается при обработке с поверхностным оплавлением деталей. Однако лазерная обработка имеет ряд недостатков [1]: высокая стоимость и крупные габариты мощного лазерного технологического оборудования, необходимость применения специальных покрытий на поверхности облучаемых деталей для увеличения их поглощающей способности и организации мероприятий по защите персонала от рассеянного лазерного излучения. В связи с этим актуальным является поиск альтернативных методов.

Необходимым условием создания в поверхностном слое обрабатываемой детали структуры, соответствующей требованию получения высокой твердости, является высокая и сверхвысокая скорости охлаждения  $v_{\text{охл}} > 10^3 - 10^4$  К/с. [2].

При дуговой обработке деталь нагревается поверхностным источником, которым является анодное или катодное пятно дуги. Вне этого поверхностного источника теплота передается теплопроводностью, и, следовательно, объем нагретой области и ее температура зависят от продолжительности горения дуги. Чем короче время горения дуги, тем меньше тепловая энергия, накопленная в области, примыкающей к обрабатываемой поверхности, и выше температурный градиент. Различие температур нагретого участка поверхности и холодной основной массы детали определяет скорость охлаждения первого. Наиболее высокая скорость охлаждения после дуговой обработки достигается при питании импульсной дуги энергией разряда конденсаторов вследствие его кратковременности. В соответствии с расчетом, приведенным в работе [3], скорость охлаждения листа после нагрева его поверхности дуговым разрядом конденсаторов имеет порядок  $\sim 10^6$  К/с.

Кроме высоких скоростей охлаждения дуговой разряд конденсаторов обладает еще несколькими достоинствами, делающими перспективным его применение для поверхностной термической

обработки. Этот метод позволяет не только повысить энергетическую эффективность процесса, снизить затраты на оборудование и избежать вредного для здоровья лазерного облучения, но и насыщать обрабатываемую поверхность химическими элементами, улучшающими эксплуатационные характеристики деталей. Для этого при импульсной дуговой обработке используются атмосферы соответствующих газов. Диффузионному насыщению в условиях дугового разряда конденсаторов способствует перемешивание ванны расплавленного металла магнитным полем силовоточной дуги, при котором происходит захват молекулярного и ионизированного газа из окружающей атмосферы и его последующая реакция с основным химическим элементом обрабатываемой детали. Современные накопители энергии позволяют достичь производительности до 30 циклов заряд-разряд конденсаторов в минуту при массе установки не более 18 кг. Возможно применение ручного инструмента для термической обработки локальных поверхностей на массивных конструкциях. Установочная мощность аппаратов с конденсаторными накопителями энергии, выделяемой в импульсную дугу с максимальной указанной производительностью, составляет всего 2 кВт.

На морфологические особенности структуры термически обработанного участка поверхности оказывают влияние параметры как конденсаторного накопителя энергии, так и разрядной цепи. Для получения поверхностей с максимальной твердостью без больших и глубоких лунок эрозии необходима их оптимизация.

Дуговой импульсной обработке по различным режимам подвергали образцы толщиной 0,5 - 10 мм из различных углеродистых сталей (табл.). Измеряли профиль обработанного участка поверхности образца, оценивали его структуру и микротвердость стандартными методами.

Таблица 1

1. Сталь	2. Содержание элементов, %		
	C	Mn	Si
20	0,22	0,60	0,30
35	0,40	0,60	0,15
35Г	0,40	0,80	0,12
65Г	0,66	1,00	0,17

Как показали эксперименты, можно сохранить поверхность обрабатываемого изделия без эрозии, а в некоторых случаях даже с выпучиванием поверхности, снимаемого шлифованием, при включении в разрядную цепь значительной индуктивности (рис.1). Это также дает увеличение глубины обработки (т.е. глубина зоны

плавления и зоны термического влияния) до  $0,9 \pm 0,1$  мм, что является существенной эксплуатационной характеристикой.

При обработке дугowym разрядом конденсаторов зона теплового воздействия состоит из двух участков - скоростной кристаллизации и закалки из твердого состояния (рис.1,а). О кристаллизационном происхождении первого участка свидетельствуют признаки дендритной структуры (рис.1,б). На участке закалки из твердого состояния сохраняется зернограничная сетка феррита - из-за кратковременности нагрева здесь не успевает пройти процесс химического выравнивания.

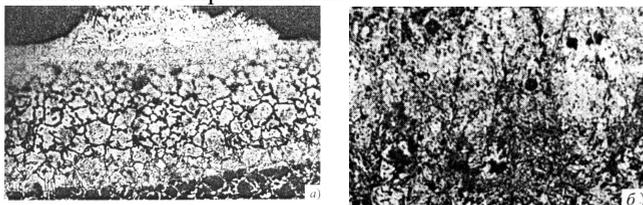


Рис.1. Микроструктура участка поверхности после импульсной дуговой обработки стали 35: а - ?80; б - ?300.

Микроструктура зоны закалки из жидкого состояния стали 65Г представляет собой в большинстве случаев мелкозернистый мартенсит (рис.2,а). В зоне закалки из твердого состояния наблюдается ферритно-бейнитная структура (рис.2,б), типичная для ЗТВ сварных соединений марганцовистых сталей [4].

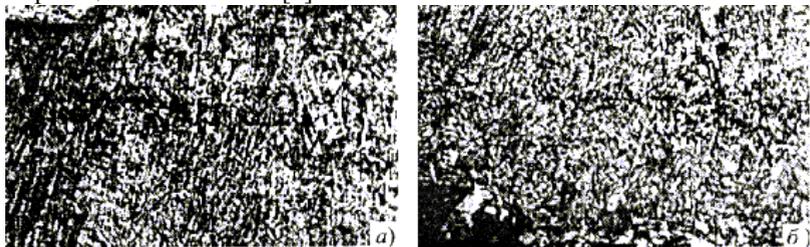
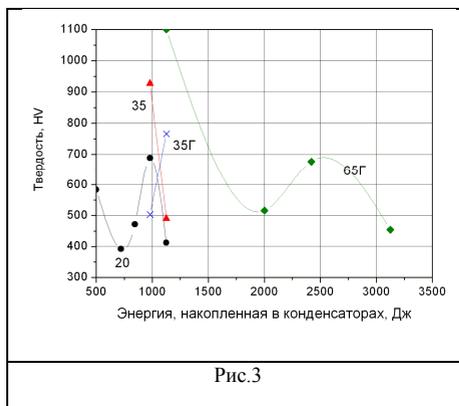


Рис.2. Микроструктура зоны скоростной кристаллизации (а) и зоны закалки из твердого состояния (б) на стали 65Г, обработанной дугowym разрядом конденсаторов.  $\times 300$ .



В результате исследований влияния параметров режима дуговой обработки на микротвердость поверхностей сталей с разным содержанием углерода и легирующих добавок установлено (рис.3), что максимальная твердость достигается при энергиях 1-1,2 кДж.

По-видимому, уменьшение твердости при бóльших значениях энергии связано с

увеличением объема и температуры нагретой области, что снижает тепловой градиент по сечению образца и, соответственно, скорость охлаждения. Следует отметить, что участки с максимальной твердостью 1100 HV наблюдаются как в зоне кристаллизации, так и в зоне закалки из твердого состояния. Можно было бы ожидать более высокую твердость в зоне кристаллизации вследствие термических напряжений. Однако такой эффект не замечен, что связано, вероятно, с достижением предельно возможной прочности (твердости) для данного материала.

### *Литература*

- 1.Коваленко В.С. и др. Лазерное и электроэрозионное упрочнение материалов. М.: Наука, 1986. 276 с.
- 2.Новиков И.И. Теория термической обработки металлов. М.: Металлургия, 1986. 480 с.
3. Калеко Д.М. Тепловое воздействие на электроды при дуговом разряде конденсаторов. //Автоматическая сварка, 1976, №11, С .20-22
- 4.Калеко Д.М. и др. Установка К-747МВ для конденсаторной приварки шпилек //Сварочное производство. 1991. №6. С. 25 – 27.
- 4..Грабин В.Ф. Металловедение сварки плавлением. Киев: Наукова думка, 1982. 416 с.

## TO QUESTION OF RELIABILITY OF CONSTRUCTION OF BEADS OF QUARRIES AND OPTIMIZATION OF THEIR CHARACTERISTICS ENHANCEMENT

*Piven Vladimir, Romanenko Olexander, public corporation "InGok", Krivoi Rog, Ukraine,  
8(052) 407-64-44, romanenko@ingok.com.ua  
Polishchuk Olexander, Dnepropetrovsk National University, Dnepropetrovsk, Ukraine  
8(056)-46-00-91, tensorx@yandex.ru*

In the conditions when the problems of rational nature management acquired a primary value, actuality of lead through of geomechanical investigations, directed on the follow-on of design factors of beads of quarries and dumps is quite detectable. The change of components the construction of beads allows in a number of cases substantially to decrease the extents of overburden works, increase the resulting angles of lean of bents. It, in same queue, allows improving efficiency of conduct of the opened mountain works, decreasing a withdrawal under allotment of the highly deficient land resources.

As already marked higher, the traditionally in-use engineering methods of assessment of fastness of bents are not foreseen by findings of rational construction of bead of quarry of multi-stage contour. Naturally, what the state of affairs nowise can not satisfy the queries of engineering experience. Existent engineering methods examine the fastness of the isolated benches without the account of effect of angle of lean of bead of quarry and site of bench on him. Thus, delineating the fastness of bead, influence of benches is not taken into account on geometry of floor of break and extent of his coverage of fastness factor. Basal difficulties are here related to the necessity of joint decision of two variation tasks; at the assessment of fastness of beads of quarry and at finding of their rational geometry.

Problems of optimization of contour of beads of drastic quarries is to date to one of issues of the day at mining by the opened method, that is conditioned the necessity of the rational use of economic resources in transition to the market relations.

One of the most substantial (in an economic chart) coefficients in this case is an extent of overburden works, which must fit the maximally possible count of extractive supplies of minerals.

Other no less important coefficient is a characteristic, delineating fail-safety and fail-safety of conduct of the opened mountain works. Both these the coefficient directly depend on the angle of lean of beads of quarry, with the buildup of which the engineering-economical coefficients of production activity are improved, but fail-safety of conduct of mountain works declines. Therefore the angles of lean of beads of quarry must be delineated taking into account these coefficients, i.e., find a «golden mean».

Within the framework of the developed general going near rising and decision of tasks of optimization (follow-ons) of design factors of beads of step contour some of principle conditions were before formulated.

At first, it is necessary to examine the bead of quarry as collection of associate structural components; secondly, at the calculations of fastness of bead and ground of his rational characteristics it is necessary to dispose information about an assurance coefficient on all of his structural components; thirdly, the algorithm of hunting of rational construction of bead must foresee the redistribution of assurance coefficient on his structural components with the purpose of smoothing of values of all of structural coverage of fastness factors. In a mathematical chart also tasks are taken to the numeral decision of extreme tasks for the functions of many variables.

A bead of quarry will be in ideally evenly the stable state, if coverage of fastness of all of his structural components factor will strictly fit the inspected normative values. Thus, at such determination of characteristics of bead (dump), there is not a capability of further follow-on of his design factors. Consequently, the got decision will be optimum and maximally utilizing the resource of bearing strength of construction. Degree of approaching of actual distribution of endurance capability on the structural components of bead to the evenly-normative fastness it is possible to estimate by known intake of mathematical statistics and theory of chances.

### ***References***

1. Ресурсозберігаючі технології видобутку корисних копалин на кар'єрах України. Шапар А.Г., Дриженко А.Ю., Поліщук С.З. та ін. – К.: Наук.думка, 1998. – 91 с.

2. Прогноз устойчивости и оптимизация параметров бортов глубоких карьеров. С.З. Полищук и др. Под общ.ред. д.т.н., проф. Полищука С.З. – Днепропетровск: Полиграфист, 2001. – 370 с.

3. Полищук С.З. Геомеханические задачи рационального природопользования на открытых горных работах. – К.: Наук.думка, 1998. – 180с.

## **THE USE OF BLENDER PROGRAMME TO RECONSTRUCTION 3D SOLIDS OF MECHANICAL DEVICES WITH PHOTO RENDERING**

*Marta Żakowska Cracow University of Technology, Institute of Computing Science, martezz@op.pl*

The computer reconstruction of objects and environments has at present huge possibilities. The wide range of applications appeared thanks to fast and versatile development technician computer. Manufacturing and virtual prototyping, reverse engineering, urban design and analysis, medicine, architecture, and cultural heritage are just few examples in which process of reconstruction has significant part. Methods of obtaining 3D data, which is the base of shapes reconstruction, have been rapidly progressing in recent few years. The most significant examples for this process are mechanical and laser scanners. The reconstruction of objects on the basis of digital photos play still a significant part. The photography processings mostly lead to perspective correction in order to reduce the view, which is represented on photos, to orthophotography. This process requires collecting many additional data in aim of exact representation of object. However, this process is not sufficient for creation realistic object. In spite of having the tool of work, enabling better reality reflection, there are still problems with efficiency and achievement of photorealism. Nowadays advanced 3D modelling computer technologies, all products of human creativity and imagination link one word – the rendering.

In this article there are presented the problems of three-dimensional reconstruction basing on digital photos of mechanical device - car. To make model of car more realistic photo rendering was applied. In the last paragraph there is presented rendering process on basis of reconstructed mechanical device. This process is very important to obtain photorealism. The project was realized by means of opensource application – Blender.

The full reconstruction has to be supported a-priori all kinds of available materials concerning object to take data. Three-dimensional data can be taken from real world, for example by means of computer-assisted tomographs, three-dimensional scanners, from satellite and stereoscopic photographs. Three-dimensional objects can also be created by man in process of reconstruction or modelling.

The geometry of three-dimensional objects can be represented on several ways:

➤ *The mesh of polygons*, the object is constructed with flat polygons ( the most often the triangles or quadrangles), which have the common vertices and edges. In this way it is possible to create simple solids, or – if mesh is sufficiently thick – to bring closer complicated objects.

➤ *Voxele*, object is constructed with elementary cubes (three-dimensional piksels). This kind representation is widespread in medical diagnostics particularly, where it gets a number of patient's body intersections and creates on their basis three-dimensional models.

➤ *Mathematical description*, objects are definite by equations. It can be for example the spheres, plane and particularly useful parametral surfaces, for example the Bezier and Hermite surfaces or the NURBS.

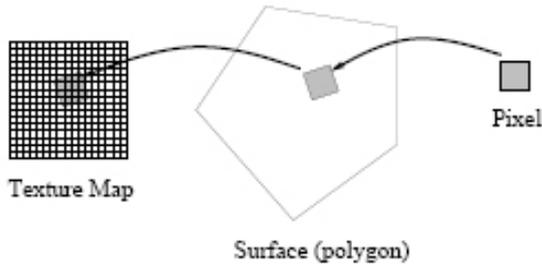
There is many of the specialistic programmes to 3D objects reconstruction. However this time it was chosen the Blender programme mainly because of it is an opensource application. It is not a typical tool used in reconstruction, but integrated packet of tools allowing to create wide comprehended 3D graphics. Besides, it offers unparalleled multi – platform operativity, full functionality in modelling, rendering, animation, postproduction, creating interactive 3D applications which have small size - around 8MB. It is available on different hardware and programme platforms like Windows and GNU/Linuks and also Solaris, IRIX, ZetaOS and Windows Mobile, what is also very important. The advantage of the packet is its universality and wide range of tools used in one of the most complicated and labour-consuming operation - rendering.

The process of rendering is not homogenous and coherent algorithmic operation, definite by one method. However, it aims to get visual realism. Therefore one of stages on which one should pay attention is texturing. The object texture carries additional tips about depth but it can also imitate the details of surface of real objects. When details become more and more smaller and complicated, direct modelling of details by means of polygons and different geometrical primitivenesses becomes less and less practical. Alternative operation lies in mapping on surfaces the picture implemented of digital form or synthetic[1]. This approach is well-known as texture mapping or formula mapping where picture or photo is defined as texture map and its individual units are defined as teksels.

Texture mapping can be realized in the simplest case in two steps (fig. 1):

1. mapping four corners of pixel onto surface (co-ordinate system  $(s, t)$ )

2. the points of pixel corners in co-ordinate system  $(s, t)$  of surface are mapped to co-ordinate system  $(u, v)$  of texture.



Detailed review of texture mapping can find in dissertation [2].

Fig.1. Texture mapping: map pixel onto polygon and then into texture map[3]

There are many different methods of rendering which are characterized by vary strategies of image generating. Rendering as the last stage of creating three-dimensional visualization, is transforming data describing shape, features and position 3D objects on two-dimensional image. Many aspects concerning qualities and kind of visualization is connected with this process.

The crucial factors are texturing, lighting, shading and the way of effects transformations and objects feature transformations like light reflection and transparency. These factors are in implementations of different engines graphics which are based on various rendering stream with different specific and algorithms. Each of these streams can contain the different approaches for example in matter of lighting transformation, which is effective different results of rendering for the same scene. But visual effects is not everything, because significant differences can appear in efficiency of individual methods.

Rendering stream can be illustrated by means of block diagram, in which each of blocks starting from read data base into memory, until the image appear on monitor.

Generally, sequence of stages of stream rendering can be presented in the form of following diagram:



Fig. 2. General block diagram of rendering stream

Using adequate tools of Blender programme, accomplished reconstruction of mechanical device which was the car. Photographic material which was used in above-mentioned reconstruction, executed with digital camera Nikon d100.

Stages of reconstruction:

➤Preparing of photos

To reconstruction were used photos presenting the front, side and top of car. Using tools of perspective correction the photos were reduced to orthophotography form and also was made initial mutual orientation.

➤Reconstruction by using projection.

There are two approaches towards modelling a car in Blender. One is 'Box-modelling' and another is 'Plane-modelling'. They are completely opposite in nature. One attempts to create a shape in blocks with increasing amounts of detail, while the latter attempts to do it directly, but in parts. Creating the mesh 'Box-modeling' was used, because the other method tend to cause artifacts in model. Apparently, using quads is a much better alternative. Triangles should only be used on flat areas of your mesh if they can be avoided.

➤Refining the car model

➤Texturing

➤Rendering

In the last stage of creating three-dimensional visualizatio, it was worked on obtainment the realism, which mainly depends on kind of lighting model, shading and the way of effects transformations and objects feature transformations.

Fundamental problem of 3D visualization used in elaborations on the basis of digital photos is possibly photorealistic reconstruction and presentation of real object. Most available on market of modelling and visualization programmes use verified engines graphics. However, high precision and quality of objects modelling corresponding with the reality it is possible to obtain on the basis of 3D scenes which are generated in digital photo processing.

In the article was presented process of obtaining precise reconstruction of mechanical device – car, and equally high precision of modelling, 3D visualization and additionally special effects, thanks to Blender application .

Received results are solid basis for next tests of modification of proposed images reconstruction method, together with photos rendering, in order to its improvement.

### ***References***

1. Foley J.D, van Dam A., Feiner S.K., Hughes J.F., Phillips R.L., Wprowadzenie Do Grafiki Komputerowej, Wydawnictwo Naukowo-Tecniczne, Warszawa 1995

2. Heckbert P.S., Survey of Texture Mapping, CG & A, 6(11), November 1986, 56-67

3. Kaplan C., Introduction to Computer Graphics, University of Waterloo, Spring 2003

## **PHOTOGRAMMETRY IN COMPUTER AIDED DESIGN FOR MECHANICAL DEVICES WITH USE OF PROGRAM HUGIN 0.7 BETA 4 TO RECONSTRUCTION OF PHOTOGRAPHIC DOCUMENTATION**

*Sylvia Sikorska,*

*Cracow University of Technology, Institute of Computing Science, ssikorska@gmail.com,*

*Jacek Pietraszek,*

*Cracow University of Technology, Institute of Computing Science, pmpietra@mech.pk.edu.pl*

In many cases computer modeling of mechanical devices was reduced to reconstruction on the photographic documentation. Thanks to photogrammetry it is possible to gain information of subject about shapes, sizes and mutual position by registration, measurement and interpretation of images and photos. First necessary execution the correction of distortion of lens is, because there are no ideal optical system even as there is no ideal lenses, from which these systems are built. According to the principles of geometrical optics, aberrations of lens disturb images formation: distortion, chromatic aberration, spherical aberration, astigmatism, curvature of field and comma. The ways of correction of mentioned distortions will be discussed. Then necessary, accomplishment of perspective transformations will be.

The reconstruction of photographic documentation will be carried out based on orthogonal photos which will be reduced to projection. Because of lack of access to photogrammetric cameras which would permit on definitely larger precision, pictures will be executed with the aid of digital camera, Canon model 300D.

The parameters of optical system are following:

- focal length of lens, that is distance from point of main lens to his optical focus, it was put like standard lens:  $f = 40$  [mm]
- relative slot and the aperture number, that is the smallest value of diaphragm for lens (the largest opening of diaphragm): 40/5

- field of vision of lens, that is lump angle including fragment space, which the real image is created on matrix; by standard lens the angle of view of lens is comparable from angle of eyeshot and the normal angle lens, this is called the field of view however it is limited by format of photo

- resolution, it is the ability of lens to distinguishing tiny details of image; it defines how many lines on millimeter is able to distinguish; photo resolution is 3072 x 2048

- depth of focus, the area in front of and behind plane of sharpness in which picture is sharp; the depth of focus depends on three parameters: distance from photographed object, focal length and the value of diaphragm; it was put  $f/5$

Hugin is the most advanced open source panorama stitching solution. The Hugin software will be used to collect calibration data from sample photographs of individual cameras. While stitching panoramas, combining individual photographs taken in spatial sequence into a single large image, Hugin employs techniques for correcting image distortion courtesy of the panotools project. These distortions worsen the appearance of seams between constituent photographs present in the final stitched image, so correcting for them is especially important for combining imaging. Given a centralized repository of calibration data for popular cameras, users of photo management tools could make dramatic corrections to a batch of images with a single click. EXIF data on the photographs under operation could be used to select an appropriate calibration set from the database.

Ideal optical system should realize the following conditions of projection:

- a. representation of point should be point,
- b. representation of surface should be surface,
- c. object and its representation should have the same shapes.

However there is not any ideal optical systems. The defects of lenses, called aberrations were described mathematical and classified by Seidel in 1856. To the most important aberrations belong: *spherical*  $\square$  *aberration*, *comma*, *bend's field of image*, *bulgy and pulviniform distortion of image*. The primary forms of distortion Hugin addressed are:

- **Radial distortion:** an effect where the magnification at any given point in an image varies as measured radially from the center. The panotools method discerns three parameters for correction from an image taken at a given focal length. For the database, calibration parameters for several focal lengths would be noted, and corrections at other focal lengths could be interpolated.

• **Chromatic aberration:** the bane of photographers, astronomers, and others dealing with lenses for centuries, chromatic aberration is caused by different wavelengths of light coming to focus at slightly different points and producing multicolored fringes on the edges of objects in images. Although calibrations must be determined for both the red and blue channels at individual focal lengths, only one parameter is necessary for correction.

• **Vignetting:** causes the brightness of an image to vary radially from the center. Hugin requires two or three images taken at a given focal length and aperture to identify three correction parameters. The large number of samples required will likely make this the most difficult effect to gather calibration data for.

First phase of transformation is the coordinates system of centers of separate pixels to position on outcome image. In result we will receive irregular mesh "new pixels". Digital image has to be divided on regular mesh pixels. Second phase is the "resampling", it is interpolation of brightness of regular pixels mesh based on the spread irregularly "new pixels". The opposite method consist on, that the transformation of position of centers of pixels is made in opposite direction than previously. Centers of the pixels of outcome image are transformed on prime image. Then brightness of transformed centre of pixel is interpolated based on the pixel surrounding him on the prime image. Interpolated brightness is put down to transformed pixel of secondary image.

Usually it is necessity of execution correction of perspective distortions; this process becomes significant matter propelled during reconstruction of any object. The perspective distortion makes difficult possibility of effective measurement of shape details. Measurement is possible not till perspective correction and obtainment orthophotography. The idea of correction of distortion bases on transformation on coordinates of prime image to secondary image, to remove effect of perspective for chosen elements of object. Suppose that we dispose 4 control points which will afford to reduce perspective following approach, was proposed:

By use the example of impinging formula (camera model):

$$\begin{bmatrix} XW \\ YW \\ W \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a & b & c \\ d & e & f \\ g & h & i \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} \quad (1)$$

where  $W = gx + hy + 1$ . We calculate sought coordinates X, Y:

$$X = \frac{ax + by + c}{gx + hy + 1}, Y = \frac{dx + ey + f}{gx + hy + 1} \quad (2)$$

Get rid of fractional form and exchanging on linear form we receive:

$$X = ax + by + c - Xxg - Xyh, Y = dx + ey + f - Yxg - Yyh \quad (3)$$

Taking into consideration that we dispose control points  $x, y$  and  $X, Y$ , we receive the following vectorial form of equation:

$$\begin{bmatrix} x_1 & y_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & -X_1x_1 & -X_1y_1 \\ 0 & 0 & 0 & x_1 & y_1 & 1 & -Y_1x_1 & -Y_1y_1 \\ \vdots & \vdots \\ x_1 & y_1 & 1 & 0 & 0 & 0 & -X_4x_4 & -X_4y_4 \\ 0 & 0 & 0 & x_1 & y_1 & 1 & -Y_4x_4 & -Y_4y_4 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} a \\ b \\ c \\ d \\ e \\ f \\ g \\ h \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ \vdots \\ X_4 \\ Y_4 \end{bmatrix} \quad (4)$$

Treating above equation as  $A \cdot x = b$ , it can be solved, importing to normal form:

$$\begin{aligned} A \cdot x &= b \\ (A^T A) x &= A^T \cdot b \\ x &= (A^T A)^{-1} \cdot (A^T b) \end{aligned} \quad (5)$$

From formula (2) can mark coordinates after correction. Take into consideration that for every point  $X, Y$  of destination image should make the correction operation, should take under considering method of the interpolation value of color points photo (bitmap). Exist several method of interpolation:

- nearest neighbor (pixel brightness of outcome image is equal brightness of the nearest pixel from transformed centers of prime image; it Is the quickest method, required smaller computational power, however this method gives not good visual results)

- interpolation of set several surrounding transformed centers of prime image with using some function:

- bilinear method: value  $X, Y$  are averaged from neighboring window with taken  $2 \times 2$  pixels point, which gives better visual result but it requires larger computational power

- bicubic method: value  $X, Y$  are averaged from neighboring window with taken  $4 \times 4$  pixels point what is the best solution, if it is about quality of result image. It is unfortunately significant slower method than the other.

Obviously choice of technique of interpolation depends on user, although usage method which gives, satisfying visually results, as well as and temporarily is recommended.





Fig.1. Hip joint endoprosthesis



Fig.2. Ball of Hip joint endoprosthesis

Authors found that the investigation of hardness on a spheroid hip joint prosthesis required to establish spherical coordination system as a best for measures with latitude measured from polar point. Latitude was divide into 4 intervals and longitude into eight intervals giving as results 25 cases. It was treated as complete design of experiment [1]. The ideal modelling function was established in form:

$$H = H(\alpha, \delta) \quad (1)$$

where  $\alpha$  substitutes latitude and  $\delta$  substitutes longitude. In reality it is necessary to take into considerations random noises. It may be described with formula [1,2]:

$$H_{ijk} = m + a_i + b_j + e_{ijk}, \quad (2)$$

where  $m$  is general average,  $a_i$  and  $b_j$  are main effects and  $e_{ijk}$  is random noise. Furthermore, the real measures on hip joint endoprosthesis were performed in Institute of Materials in Cracow University of Technology. Obtained results are presented below (Tab.1).

Table 1

Hardness HV100 of hip joint ball

No	Zenith angle (deg)	Longitude (deg)	Hardness (HV100)	No	Zenith angle (deg)	Longitude (deg)	Hardness (HV100)
1	0	0	597,0	14	90	180	435,9
2	45	0	506,0	15	90	225	451,1
3	45	45	422,0	16	90	270	414,2
4	45	90	465,0	17	90	315	410,9
5	45	135	421,0	18	120	0	431,3
6	45	180	426,0	19	120	45	387,5
7	45	225	500,0	20	120	90	419,5
8	45	270	543,6	21	120	135	430,1

9	45	315	500,9	22	120	180	390,7
10	90	0	462,0	23	120	225	457,0
11	90	45	473,0	24	120	270	508,1
12	90	90	431,1	25	120	315	421,9
13	90	135	427,0				

An analysis of variance (ANOVA) was performed in Statsoft Statistica software [3] to identify elements of above formula. The general average and main effect originated from latitude were identified as statistically significant (Tab.2, Fig.3), because obtained critical  $p$ -value is less than assumed significance level 5% i.e. null hypothesis assuming no dependency have to be rejected.

Table 2

ANOVA table for dependency between hardness and zenith angle

Source	Degree of freedom	SS	MS	F	p
Intercept	1	2734272	2734272	1982,910	0,000000
Zenit angle	3	29674	9891	7,173	0,001701
Error	21	28957	1379		
Total	24	58631			

The main effect originated from longitude was identified as statistically insignificant (Tab.3, Fig.4), because obtained critical  $p$ -value is greater than assumed significance level 5% i.e. there is no necessary to reject null hypothesis assuming no dependency between hardness and longitude.

Table 3

ANOVA table for dependency between hardness and longitude

Source	Degree of freedom	SS	MS	F	p
Intercept	1	5048155	5048155	2333,175	0,000000
Longitude	7	21849	3121	1,443	0,252521
Error	17	36782	2164		
Total	24	58631			

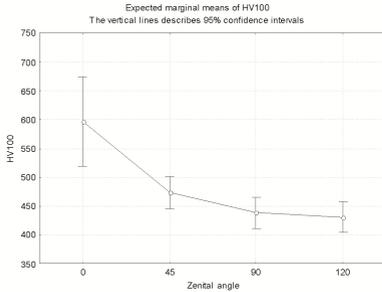


Fig.3. Marginal means of hardness vs. zenith angle

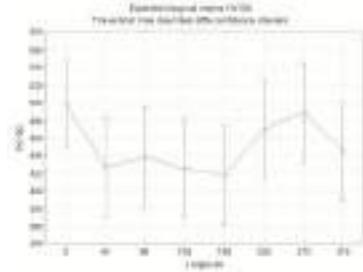


Fig.4. Marginal means of hardness vs. longitude

In the view of above results, the hardness may be treated as dependent from latitude (zenith angle) and not dependent from longitude. In addition, the homogeneity of variances was tested by Levene's test (due to unknown distribution of hardness it was impossible to use Bartlett's test) to decide if the fundamentals of ANOVA was correctly assumed.

Table 4

Levene's test of variances homogeneity

Source of variability	MS effect	MS error	F	p
Latitude	885,9343	402,3428	2,201939	0,117874
Longitude	948,1913	484,1589	1,958430	0,122036

In both variants the critical  $p$ -values are greater than assumed significance level 5% i.e. there is no necessary to reject null hypothesis assuming equality of all variances. It means that ANOVA analysis' were correct.

In conclusion, the modelling function describing distribution of hardness on the surface of hip joint endoprosthesis may be written in formula:

$$H = H(\alpha), \quad (3)$$

and particularly in linear main effects model:

$$H_{ijk} = m + a_i + e_{ijk}, \quad (4)$$

where main effect may be modelled as second order polynomial of zenith angle (latitude equivalence):

$$a_i(\alpha) = b_1 \cdot \alpha + b_2 \cdot \alpha^2. \quad (5)$$

For above formulated model (Eq.5) the parameters' identification procedure was performed on Statsoft Statistica software and parameters' values and their confidence intervals were obtained (Tab.5).

Table 5

Values of identified parameters

Term	Coeff.	Coeff.Std.Err	Coeff. confidence interval		t statistic	p-value
			-95%	+95%		
m	584,10	32,93	515,61	17,73599	0,000000	652,59
b <sub>1</sub>	-3,01	0,97	-5,04	-3,09270	0,005515	-0,99
b <sub>2</sub>	0,0147	0,0064	0,0012	2,27007	0,033854	0,0281

If above identified model is correct, a histogram of residuals (Fig.5) should be accepted by normality test. For diagnostic a normality plot of residuals (Fig.6) and test of their normality were performed (Tab.6). Visually, it tests if all points may be treated as aligning to straight line.

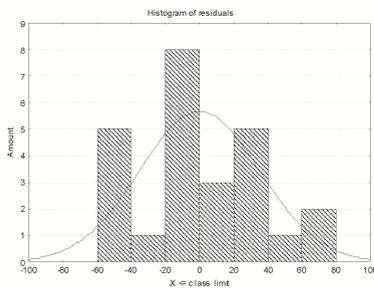


Fig.5. Histogram of residuals

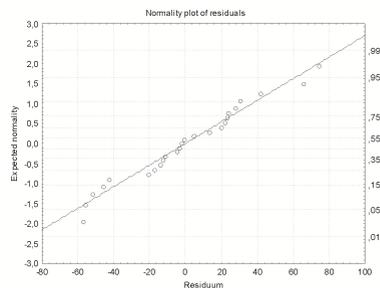


Fig.6. Normality plot of residuals

Table 6

Normality tests of residuals

Normality test	Value of test statistic	p-value
Shapiro-Wilk	0,9659	0,5435
Kolmogorov lambda	0,0889	0,5435

The critical  $p$ -values calculated for both tests are greater than assumed significance level 5% i.e. there is no necessary to reject null hypothesis that histogram residuals originate from normal distributed population. In the effect it means that model assumption and parameters identification are correct.

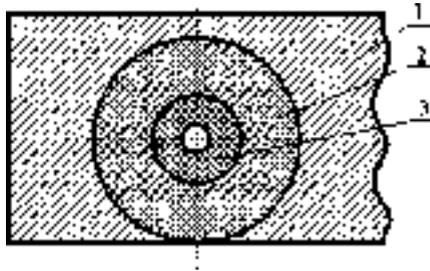
There was identified mathematical model for hardness distribution on the surface of hip joint endoprosthesis ball. The statistical analysis for

identification of possible model formula and parameters' values was performed. The diagnostic tests approved this model as correct.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ МЕТОДОМ ИДЕНТИФИКАЦИИ

*В.П. Ройзман, С.А. Петрачук, И.И. Ковтун*  
*Украина, г. Хмельницкий, Хмельницкий национальный университет*

Для расчета напряжений, возникающих в электронных элементах, имеющих форму тел вращения, (резисторах, конденсаторах и т.д.) и выделенном слое компаунда при изменении температуры, в общем виде обоснована возможность использования теории Ляме-Гадолина [1, 2]. Электронный элемент и выделенный вокруг него слой компаунда рассматриваются как составные толстостенные цилиндры (рис.1).



1 – компаунд, 2 – выделенный компаундный цилиндр, 3 – электронный элемент

Рис.1 Образование расчетной схемы

Для установившегося по радиусу электронного элемента и компаунда перепада температур  $\Delta T$  формулы для определения радиальных  $\sigma_r$ , тангенциальных  $\sigma_t$  и осевых напряжений  $\sigma_z$  напряжений и контактного давления имеют вид:

в электронном элементе

$$\sigma_{r_1} = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 + R_1^2} \left[ 1 - \frac{R_1^2}{r^2} \right], \quad (1)$$

$$\sigma_{t_1} = -\frac{PR_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \left( 1 + \frac{R_1^2}{r^2} \right), \quad (2)$$

компаундном цилиндре

$$\sigma_{r_2} = -\frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \left[ \frac{R_3^2}{r^2} - 1 \right], \quad (4)$$

$$\sigma_{t_2} = \frac{PR_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \left( 1 + \frac{R_3^2}{r^2} \right), \quad (5)$$

$$\sigma_{z_1} = -\frac{P \cdot R_2^2}{R_2^2 - R_1^2}, \quad (3)$$

$$\sigma_{z_2} = \frac{P \cdot R_2^2}{R_3^2 - R_2^2}. \quad (6)$$

где  $\mu_1, \mu_2$  - коэффициенты Пуассона материалов электронного элемента и компаунда соответственно;  $E_1, E_2$  - модули упругости первого рода материалов электронного элемента и компаунда;  $\alpha_1, \alpha_2$  - коэффициенты линейного теплового расширения материалов электронного элемента и компаунда;  $R_1$  - радиус внутренней цилиндрической поверхности;  $R_2$  - радиус поверхности контакта;  $R_3$  - внешний радиус герметика;  $r, R$  - переменные радиусы:  $R_1 \leq r \leq R_2$ ,  $R_2 \leq R \leq R_3$ ;

$P$  - давление, возникающее на границе компаунд - электронный элемент при перепаде температуры  $\Delta T$

$$P = \frac{[(1 + \mu_1)\alpha_1 - (1 + \mu_2)\alpha_2] \Delta T}{\frac{(1 + \mu_1)R_1^2 + (1 - \mu_1)R_2^2}{E_1(R_2^2 - R_1^2)} + \frac{(1 + \mu_2)R_3^2 + (1 - \mu_2)R_2^2}{E_2(R_3^2 - R_2^2)}}. \quad (7)$$

При использовании расчетных формул (1-7) для получения достоверных результатов необходимо подставлять в них действительные значения физико-механических характеристик сопрягаемых материалов (компаунда и электронных элементов).

Исследуемые материалы являются полимерами с недостаточно изученными механическими характеристиками. В справочной литературе значения модулей упругости  $E$ , коэффициентов Пуассона  $\mu$ , коэффициентов линейного расширения  $\alpha$  полимерных материалов либо вообще не регламентированы, либо имеют значительные отличия по различным источникам. Эксперименты, проведенные при стандартных испытаниях образцов компаундов марок ЭК-242, ЭК-242-1, ЭК-93, ЭЗК-25 на растяжение, показали, что существует значительный разброс физико-механических характеристик, достигающий 100-300% и более от средних значений. Такое положение возникает потому, что данные материалы имеют композитную структуру и технология их производства нестабильна, составные компоненты имеют различные сырьевые базы, к тому же существует бюрократизм в вопросах поставок сырья. На значения физико-механических характеристик исследуемых материалов кроме неоднородности собственного состава существенное влияние

оказывают условия образования самого материала в составе изделия, форма изделия и температура. В связи был разработан расчетно-экспериментальный метод идентификации физико-механических характеристик полимерных материалов в рамках выбранной математической модели с учетом условий эксплуатации. Метод основан на решении обратных задач прочности [3]. В этих задачах относительные деформации в материалах изделия определяются экспериментально, а физико-механические характеристики считаются искомыми.

Для определения характеристик компаунда изготавливаются три двухслойные цилиндрические конструкции (рис. 2), в которых внутренний цилиндр – медный, с хорошо известными свойствами, а внешний – компаундный с характеристиками пока еще не известными.

Поверхность медного цилиндра препарируется тензодатчиками для измерения  $\sigma_t$ . Эти конструкции подвергаются термоударам в диапазоне  $-20^\circ\text{C} \dots -60^\circ\text{C}$ . При перепадах температур на границе цилиндров появляются окружные деформации от действия контактного давления. Значения деформаций связаны со значениями напряжений законом Гука

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} \cdot (\sigma_t - \mu \cdot \sigma_z - \mu \cdot \sigma_r). \quad (8)$$

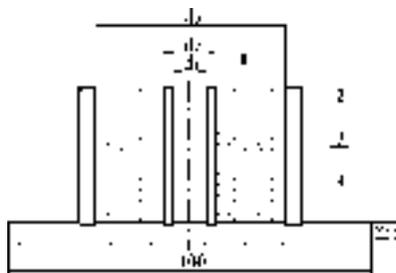
Подставив в закон Гука значения напряжений  $\sigma_r$ ,  $\sigma_t$ ,  $\sigma_z$  из формул (1-3), получаем формулу для определения контактного давления на границе раздела материалов при известных характеристиках внутреннего (медного) цилиндра, радиальных размерах конструкции и экспериментально найденных деформациях

$$P = \frac{-\varepsilon_t}{\frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1 + \mu_1}{E_1} + \frac{R_2^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu_1}{E_1}}. \quad (9)$$

Таким образом, контактное давление можно считать экспериментально определяемым параметром. А теперь из формулы для контактного давления (7), в которую входят и известные физико-механические характеристики медного и неизвестные компаундного цилиндров, находим неизвестные.

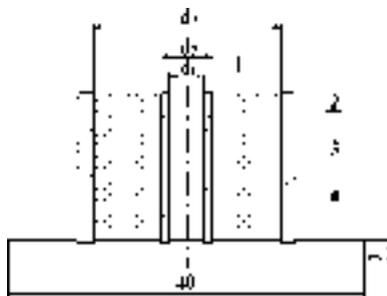
Поскольку неизвестных характеристик три, то решается система трех уравнений для трех аналогичных конструкций с разными геометрическими размерами.

Для определения физико-механических характеристик керамики резисторов изготавливаются три двухслойные цилиндрические конструкции (рис. 3), в которых пробный материал – герметик с характеристиками, определенными ранее, а искомый – керамика резисторов. Вместо полого медного цилиндра используются керамические трубки резисторов.



- 1 - полый медный цилиндр;
- 2 - полый стальной цилиндр;
- 3 - компаунд;
- 4 - опорная пластина.

Рис. 2. Схема приспособления для определения физико-механических характеристик компаунда



- 1 - керамическая трубка резистора;
- 2 - полый стальной цилиндр;
- 3 - компаунд;
- 4 - опорная пластина.

Рис. 3. Схема приспособления для определения физико-механических характеристик керамики резисторов

Формула для определения контактного давления на границе раздела керамики резисторов и компаунда при известных радиальных размерах конструкции, окружных относительных деформациях и физико-механических характеристиках внешнего компаундного цилиндра, определенных ранее, имеет вид

$$P = \frac{\varepsilon_t}{\frac{R_3^2}{R_3^2 - R_2^2} \cdot \frac{1 + \mu_2}{E_2} + \frac{R_2^2}{R_3^2 - R_2^2} \cdot \frac{1 - 2 \cdot \mu_2}{E_2}} \quad (10)$$

Таким способом были идентифицированы физико-механические характеристики компаунда ЭЗК-25 и керамики резисторов С2-29В в диапазоне  $-20^\circ\text{C} \dots -60^\circ\text{C}$ .

На примере резисторов С2-29В по идентифицированным характеристикам проведены расчет и экспериментальное определение напряжений, которые возникают в резисторах в составе гермомодулей. Для этого использовались резисторы одной партии.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений показало, что их погрешность не превышает 19% с надежностью  $\gamma=0,95$ .

### *Литература*

1. Ройзман В., Григоренко С. Міцність пасивних електронних компонентів, герметизованих компаундом, при термоударах // Вісник ДУ “Львівська політехніка”, “Радіоелектроніка та телекомунікації” - 2000. - №387. - с.265-270.

2. В.П. Ройзман, І.І. Ковтун, С.А. Петрашук Розрахунок напружень в системі компаунд-електронний елемент при термоударах // Вісник Технологічного університету Поділля. Технічні науки. - 2002. - №1. - с.189-195.

3. Royzman V. Investigation of dynamics of gas turbine engine by identification of rigidities of rotor support //Proceeding Vol.1. Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. – Milan (Italy). – 1995. – P. 507-515.

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АВТОМАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ РОТОРА З ГОРИЗОНТАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ МЕТОДОМ ШВИДКІСНОЇ ВІДЕОЗЙОМКИ**

*Ройзман В.П., Ткачук В.П., Драч І.В., Нікітін О.О.*

*Хмельницький національний університет м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11,  
тел. (0382)728743, E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua*

Експериментальні дослідження процесу автобалансування ротора з горизонтальною віссю обертання проводились на спеціально розробленій установці рис 1.

Для ротора з горизонтальною віссю обертання розроблено та виготовлено макет АБП з оптично прозорого матеріалу. Камери для робочих тіл утворюються трьома кільцевими перегородками діаметрами 420, 360, 290 мм. Висота камер складає 50 мм. В процесі виконання роботи було зроблено спробу з'ясувати характер поведінки рідини в АБП на роторах з горизонтальною віссю обертання і ефективність зниження вібрацій ротора двохкамерним АБП.

Під час проведення експериментальних досліджень запуск ротора був синхронізований із запуском шлейфового осцилографа і відеокамери. Отримані в ході високошвидкісної відеозйомки відеокадри сповільнювались на професійному відеомагнітофоні Pansonic NC-NC 1000 і перетворювались у цифровий формат, що дозволило зберегти якість відеозображень при наступному їх перегляді

на персональному комп'ютері Pentium III-713 із відеокартою Rialvision 1-4 MA.

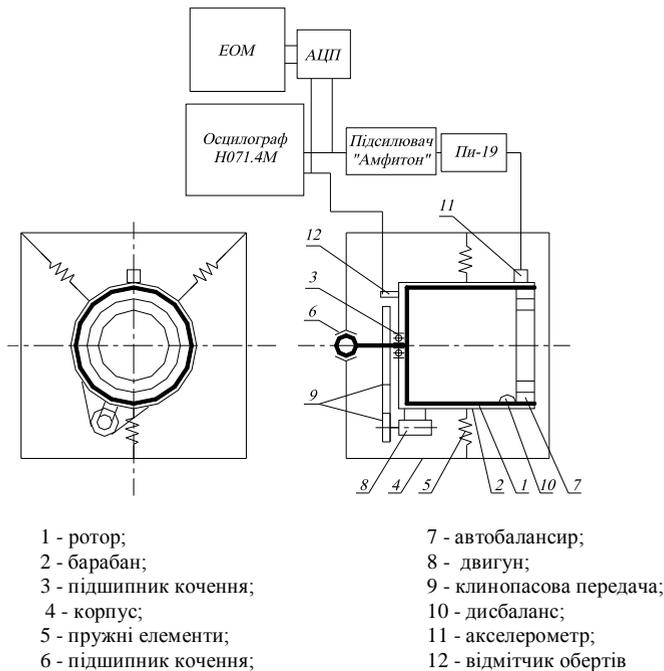


Рисунок 1 - Схема експериментальної установки

Дослідження роботи АБП на горизонтальному роторі складалось з таких етапів [9]:

- визначення оптимального освітлення АБП;
- визначення необхідної швидкості руху магнітної відеоплівки;
- визначення оптимального положення відеокамери (кута огляду і відстані до АБП);
- балансування ротора з макетом АБП при відсутності рідини в ньому;
- підбір величини і місця положення штучного дисбалансу ротора;
- пробні запуски всієї системи для узгодження взаємодії її окремих вузлів;
- визначення оптимального об'єму рідини в АБП.

- синхронний запис на відеоплівку положення рідини в АБП та осцилографічну стрічку сигналів вібродатчиків і відмітника місця під час обертання ротора;

Балансування ротора з макетом АБП при відсутності рідини в ньому виконувалось методом обходу пробним вантажем на робочій частоті обертання ротора.

Критерієм максимального значення маси штучного дисбалансу вважали те, при якому амплітуда вібрацій  $A$  не перевищувала 20 мм. Виходячи з прийнятого критерію, на внутрішній стороні ротора (барабана  $D_0=400$  мм) встановили дисбаланс масою 50 г. Дисбаланс ротора склав 1000 г·см.

Сумісна обробка відеозаписів і осцилографічних стрічок показала, що після виходу ротора на постійну швидкість обертання, рідина прагне зайняти положення навпроти дисбалансу. Як показала відеозйомка, при заливанні рідини у дві камери АБП, вже на частоті  $n=4$  Гц ( $\omega=24$  с<sup>-1</sup>), яка відповідає дорезонансній частоті обертання, на постійних обертах, рідина встановлюється майже навпроти дисбалансу ротора. На рис. 2.1 представлений кадр запису із відеоплівки розміщення рідини, який відповідає дорезонансній частоті обертання ротора  $\omega=24$  с<sup>-1</sup>.

На рис. 2.2 представлений відеокادر, що відповідає резонансній частоті обертання ротора, яка дорівнює  $\omega=37$  с<sup>-1</sup>. Як і на рис. 2.1, рідина зайняла сектор, який по формі нагадує півмісяць, зміщений в бік протилежний дисбалансу.



Рисунок 2.1 - Розміщення рідини при частоті обертання ротора  $\omega=24$  с<sup>-1</sup>



Рисунок 2.2 - Розміщення рідини при частоті обертання ротора  $\omega=37$  с<sup>-1</sup>

Із наведених відеокадрів видно, що рідина намагається розміститись навпроти дисбалансу, про що свідчить світлий тон в області дисбалансу, і більш темні тони, присутні зі сторони, протилежній дисбалансу

Розміщення рідини в зарезонансній зоні показано на рис. 2.3 і 2.4 Представлені відеокадри відповідають обертанню ротора з

частотами, що дорівнюють  $\omega=70 \text{ c}^{-1}$  і  $\omega=93 \text{ c}^{-1}$  відповідно, з яких видно, що півмісяці рідини розташовуються чітко навпроти дисбалансу.

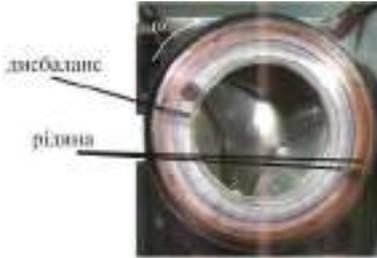


Рисунок 2.3 - Розміщення рідини при частоті обертання ротора  $\omega=70 \text{ c}^{-1}$

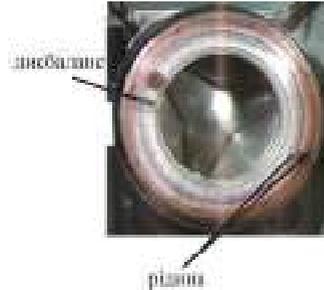


Рисунок 2.4 - Розміщення рідини при частоті обертання ротора  $\omega=93 \text{ c}^{-1}$

Таким чином, аналіз відеозаписів положення рідини під час руху ротора наочно підтвердив, що рідина намагається розміститись навпроти дисбалансу і дозрівноважити ротор не лише на робочих (зарезонансних) частотах обертання, але і на резонансі, а також і на дорезонансних частотах обертання.

Рідина, яка залита в різні герметично ізольовані камери, намагається розташуватись проти дисбалансу. Це показує, що багатоканальні АБП будуть працювати ефективніше, так як рідина в кожній камері буде намагатись встановитись навпроти дисбалансу і дозрівноважити ротор.

## **КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЙ ПРОДУКЦИИ С ПОМОЩЬЮ МУЛЬТИФРАКТАЛЬНОГО ЭКСПРЕСС-АНАЛИЗА**

*Михалев А.И., Водолазский Ю.А., Козлов В.П.  
Национальная металлургическая академия Украины  
mai@dmeti.dp.ua , vodolazsky@ua.fm, vpk@dmeti.dp.ua*

Повышение качества материалов связано с управлением процессами формирования их структуры, что, в свою очередь, невозможно без проведения экспресс-анализа при получении материалов.

В данной работе для повышения эффективности обработки данных анализа предлагается мультифрактальный подход (мультифрактальный экспресс-анализ) [1, 2, 3].

Анализ проводится в несколько этапов: подготовка входных данных, вычисление мультифрактальных параметров, идентификация технологического процесса (построение его мультифрактальной модели).

Входными данными для компьютерной системы мультифрактального анализа являются металлографические изображения исследуемых образцов, полученные в результате цифровой съемки или сканирования. Для корректной работы системы необходима предварительная обработка экспериментальных данных, которая заключается в бинаризации цифрового изображения или приведения к изображению в градациях серого в зависимости от того, какой вариант алгоритма вычисления спектров используется.

Вычисление мультифрактальных параметров (R) заключается в расчете мультифрактальных спектров и спектров размерностей Реньи изображения исследуемого образца.

Идентификация технологического процесса заключается в установлении модельной зависимости  $D\{R\}$  критериев качества (K) получаемой продукции от вычисленных на предыдущем этапе мультифрактальных параметров:

$$K = D\{R\} \quad (1)$$

В свою очередь, мультифрактальные параметры и критерии качества производимой продукции зависят от технологических параметров производства T:

$$K = A\{T\} \quad (2)$$

$$R = B\{T\} \quad (3)$$

Технологические параметры производства влияют на динамические процессы формирования материала, которые отображаются в его микроструктуре и находят отражение в мультифрактальных параметрах (3). Качество материала напрямую зависит от его строения. Отсюда в выражении (2) имеет место скрытая зависимость K от R, которая, в свою очередь, и раскрывается моделью (1). Количественное оценивание технологических параметров получения материалов может отличаться на разных производствах,

что вносит дополнительные трудности в процесс моделирования. Модель (1) позволяет избежать этих трудностей, абстрагируясь от технологических параметров.

Данная система была использована для оценивания качества медных покрытий, полученных путем электролитического осаждения меди [1, 2]. Применение системы показало, что существуют оптимальные технологические параметры (рассматривалась плотность тока), при которых получают покрытия наилучшего качества.

В качестве инструмента для вычисления мультифрактальных параметров использовалось авторское программное обеспечение Multifractal Spectrum Researcher.

### *Литература*

1. Оценка параметров мультифрактальных моделей металлографических изображений / Михалев А.И., Деревянко А.И., Водолазский Ю.А., Помулев В.В. – Современные проблемы металлургии, том 7, 2004

2. Михалев А.И., Водолазский Ю.А. Мультифрактальный анализ в задачах оценивания качества медных покрытий // Нові Технології. – 2(12). – Кременчук: КУЕІТУ, 2006. – стр. 184-188.

3. Встовский Г.В., Колмаков А.Г., Бунин И.Ж. Введение в мультифрактальную параметризацию структур материалов. Монография. – М.: Ижевск, 2001.

## **ЯКІСТЬ ПРОЦЕСУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ РІЗАЛЬНОГО ІНСТРУМЕНТУ НА ВАЖКИХ ВЕРСТАТАХ**

*Клименко Галина Петрівна*

*Донбаська державна машинобудівна академія, м.Краматорськ,  
вул. Шкадінова, 72, тел. (06264) 41-47-82, E-mail: [msi@dgma.donetsk.ua](mailto:msi@dgma.donetsk.ua)*

На основі використання принципів міжнародного стандарту ISO 9000: 2000 створена модель системи якості процесу експлуатації інструментів на важких верстатах. При побудові структури системи (рис. 1) експлуатація інструменту вперше розглядається як сукупність процесів: організаційного, керування ресурсами, обслуговування технологічної системи, підготовчо-інформаційного, процесу обробки деталей і забезпечення зворотнього зв'язку (оцінки, аналізу, удосконалення).

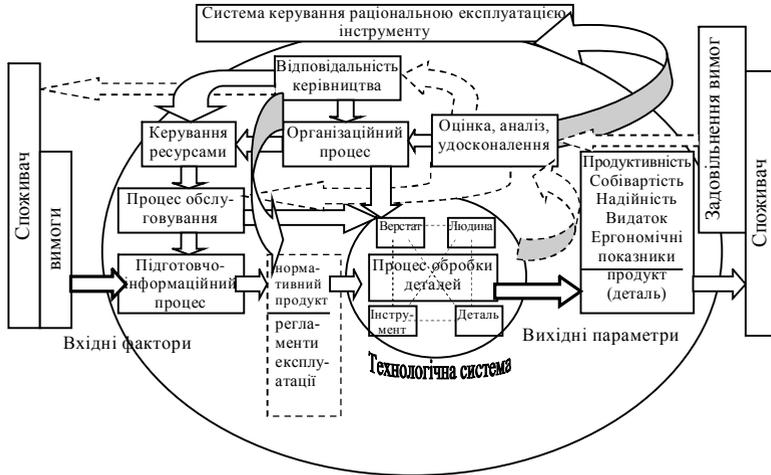


Рис. 1. Модель системи керування процесом експлуатації інструменту

Під раціональною експлуатацією різального інструмента розуміється такий процес його використання, при якому, поряд із високою продуктивністю і мінімальними витратами, досягається можливо менший видаток інструменту при заданому рівні його надійності і психофізичного навантаження на верстатника.

Для кількісної оцінки якості процесу експлуатації використано кваліметричний підхід. Розроблена ієрархічна структура властивостей, що складають якість експлуатації інструменту (рис. 2), містить властивості призначення, що характеризуються цільовими функціями для багатокритеріальної оптимізації якості процесу експлуатації різального інструменту. Вони являють собою вектор критеріїв керування якістю процесу (цифра позначає рівень розгляду)

$$U^{-1} = (U_1^3, U_2^3, U_3^3, U_4^3, U_5^3),$$

Оцінка якості визначається:  $K^j_I = f(P_I / P_I^{\text{ЭТ}})$ , де  $K^j_I$  – оцінка комплексної  $i$ -властивості на  $j$ -рівні розгляду;  $P_I$  і  $P_I^{\text{ЭТ}}$  – виробничі показники якості та еталони (базові). Рівень якості експлуатації (який розглянуто на  $j+1$  рівні) визначається:

$$U_{\text{Э}}^{j+1} = \sum_{i=1}^n K_i^j \cdot B_i^j, \text{ где } B_i^j \text{ – вагомість } i\text{-властивості на } j\text{-м рівні}$$

розгляду. Показники рівнів властивостей визначалися на основі

анкетного опитування, моментних спостережень, тривалих статистичних досліджень, лабораторних експериментів. Базовими показниками прийняті рекомендації нормативів, стандартів, інших регламентуючих документів. Експертна оцінка властивостей, що характеризують якість експлуатації, дозволила виявити з них найбільш важливі, що враховувалися при розробці інформаційно-підготовчої підсистеми раціональної експлуатації інструменту.



Рис. 2. Система властивостей якості процесу експлуатації інструменту

Статистичні дослідження якості експлуатації інструментів проводилися на основі інформаційного банку даних, що нараховує більше 5000 випадків обробки деталей на важких верстатах, зібраних на заводах різних галузей машинобудування.

Для теоретичних досліджень якості експлуатації розроблені методика і програмне забезпечення для ЕОМ із використанням теорії кваліметрії, а також методики експертної оцінки якості експлуатації інструменту.

Для вибору конструкції інструменту з інформаційного банку конструкцій запропоновано використовувати методику кластерного

аналізу, яка розроблена на базі прикладної математичної статистики з використанням ЕОМ (пакет програм Statistica).

При формуванні кластерів використана агрегативна ієрархічна кластер-процедура. Конструкції інструментів із банку об'єднуються в класи, які характеризуються областю регламентів їх раціональної експлуатації.

## **ПРОЦЕССНО-ОРИЕНТИРОВАННЫЙ ПОДХОД К УПРАВЛЕНИЮ КАЧЕСТВОМ РАБОТЫ АДАПТИВНОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ТЯЖЕЛЫХ СТАНКОВ**

*Ковалев Виктор Дмитриевич, Васильченко Яна Васильевна, Макаркина Анна  
Владимирова*

*Донбасская государственная машиностроительная академия,  
г. Краматорск, ул. Шкадинова, 72, тел. (0626) 41-47-82/ E-mail: [msi@dgma.donetsk.ua](mailto:msi@dgma.donetsk.ua)*

Специфические особенности тяжелого машиностроения не позволяют механически переносить прогрессивные методы технологии и организации, применяемые в крупносерийном и массовом производствах, на предприятия, производящие различные виды уникальных машин. Предприятия тяжелого машиностроения имеют свои особенности технологического цикла подготовки производства, производства, обработки и сборки, которые обусловлены уникальностью оборудования и технологических процессов обработки на тяжелых станках:

- большие размеры обрабатываемых деталей (цилиндры, валы, штоки, бандажи длиной до 24000 мм и более, диаметром до 5000 мм, массой до 250 тонн);
- большие глубины резания и подачи;
- высокая стоимость заготовок;
- большой путь резания;
- высокие производственные затраты, связанные со стоимостью уникального оборудования и режущего инструмента;
- неравномерность припусков;
- сложности наблюдения и влияния на процесс резания, обусловленные эргономическими факторами;
- повышенные вибрации при резании и т.д.

При обработке крупных деталей часто требуются иные технические решения, не свойственные другим отраслям машиностроения. Эти особенности вызывают необходимость

исследования закономерностей обработки на тяжелых станках, управления процессами резания, обеспечения точности и работоспособности оборудования, повышения эксплуатационных свойств режущих инструментов, оптимизации хозяйственной деятельности предприятий.

Проводится ряд работ, направленных на повышение точности и работоспособности станочного оборудования [1], разработку конструкций опорных узлов и адаптивных систем управления для тяжелых станков [2], разработку интегрированных технологий поверхностного и объемного упрочнения инструмента и деталей машин [3], создание систем автоматизированного выбора и проектирования режущего инструмента [4], адаптивное управление процессом резания на тяжелых станках с учетом состояния инструмента, оптимизацию хозяйственной деятельности предприятий [5].

Система адаптивного управления тяжелых станков создается как интегрированный комплекс, который включает тяжелый станок, системы инструментов и инструментообеспечения, систему адаптивного управления с комплектами измерительных и диагностических средств, математические модели функционирования технологической системы. Алгоритмы работы оптимальной системы адаптивного управления формируются с включением критериев: себестоимость обработки, производительность, точность, качество, надежность системы и др. Структура адаптивной технологической системы имеет высокую степень охвата обратными связями: по относительному положению и траекториям формообразующих движений элементов системы; их физическому состоянию и возбуждающим факторам. Качество работы адаптивной технологической системы оценивается на основании процессно-ориентированного подхода с помощью теории квалиметрии как качество сложной иерархической системы, которая позволяет количественно оценить эффективность разных вариантов схем, определить весомые факторы и информативные каналы диагностирования. Адаптивное управление процессами резания строится на базе многоуровневой системы принятия решений с элементами искусственного интеллекта.

Система обработки резанием представляет собой необходимую для обработки данной заготовки на станке регулируемую совокупность инструментов, приспособлений, технологической среды, с одной стороны, и процесса резания – с другой. Процесс резания характеризуется большим числом параметров. В общем случае любой

из них может быть регулируемым. Регулирование процесса обработки заключается в том, чтобы, исходя из наличия первичных параметров, характеризующих выбранный тип заготовки (материал, размер, припуск и т.д.) и принятого метода обработки (станок, приспособление, схема резания, технологическая среда), изменяя управляемые параметры (режимы резания, вариант и геометрические параметры инструмента, параметры и структура несущей системы станка), воздействовать на параметры регулирования (механика процесса резания, наростообразование, стружкодробление, тепловые явления, сила и мощность резания, вибрации) и добиться получения необходимых технологических параметров (точность, качество поверхности, стойкость инструмента, прочность инструмента, производительность, экономичность, форма стружки). При осуществлении автоматического цикла работы тяжелого оборудования задачи управления являются многоуровневыми и многофакторными.

Процессно-ориентированный подход управления качеством работы адаптивной технологической системы предполагает также коррекцию первичных параметров управления. Имеются разработки в области повышения эксплуатационных свойств деталей и режущих инструментов для тяжелого машиностроения. Разработаны экологически чистые технологии магнитно-импульсного, ионно-плазменного, электроискрового, ультразвукового упрочнения с помощью которых можно повысить эксплуатационные качества (объемную прочность, поверхностную твердость, антифрикционные и антикоррозионные свойства) и устранить недостатки предыдущих технологических процессов изготовления инструментов и деталей. Интегрированные технологии упрочнения комбинируются из сочетаний вышеупомянутых технологий с учетом конкретных особенностей деталей и условий их эксплуатации.

### *Література*

1. Ковалев В.Д., Мельник М.С. Система адаптивного управления точностью с улучшенной динамикой для тяжелых станков./ Вестник ЖДГУ «Процессы механической обработки, станки и инструменты», Житомир, 2003.- Т.1.- С.69-76.

2. Ковалев В.Д. Основы теории расчета и проектирования гидравлических опорных узлов станочного оборудования// Важке машинобудування. Проблеми та перспективи розвитку- Краматорськ: ДДМА, 2004.- С. 9.

3. Ковалев В.Д., Васильченко Я.В., Клименко Г.П., Андронов А.Ю., Ткаченко Н.А. Применение ОИМП для упрочнения деталей

машин и режущего инструмента / Вісник двигунобудування, 2004.- №4.- С.149-152.

4. Васильченко Я.В., Нечипуренко А.В. Повышение эффективности сборного режущего инструмента путем отработки технологии его выбора и сквозного проектирования // Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем.- Краматорськ, 2005, вип.17.- С.93-101.

5. Макаркіна Г.В. Підвищення продуктивності парка обладнання в умовах коливання ринкової кон'юнктури//Продуктивність, 1998, |IV кв.- С.15-18.

## **TO THE QUESTION OF RELIABILITY ESTIMATION OF TECHNOLOGICAL SYSTEMS AND PROCESSES ON TERRITORIES WITH MAN-CAUSED DAMAGES**

*Polishchuk Sergiy Zinovievich, Shapar Arkadyi Grigorievich National Academy Of Sciences of Ukraine Institute Of Nature Management Problems Dnepropetrovsk, Ukraine, (056)-778-57-48, ippe-sam@narajan.ua*

*Polishchuk Alla Viktorovna Dnepropetrovsk Ukrainian State University of Chemical Technologies, Dnepropetrovsk, Ukraine 8(0562)- 47-24-64*

Among the coefficients of grade of life of man dominant is a coefficient of fail-safety. This coefficient on the nature is complex and belongs, both to the grade of life of separate individual and to the grade of life of certain societies and by such method carries an integral kind.

The process of assurance of fail-safety is guilty to fit fail-safety of engineering systems (ES) and fail-safety, as one of coefficients of grade of life of man. Mediated, through ES taken into account and co-operating of timber-toe all of other components of engineering-technological sphere, both in the process of generation of ES and in the process of its production activity and utilization at the end of its cycle of life.

Basal even reliability-oriented of ES actions: engineer (the reliability-oriented action is from the stage of construction); technological (reliability-oriented action on the stage of making of ES, both in experimental and in serial variants); operating (reliability-oriented of ES action in the conditions of production activity, including and repair measures in the process of production activity). It is needed to mark that it is made all of ES from those or other goods: metals, plastics, glass fibers and others like that, which differ various characteristics which influence on fail-safety of technological objects.

By such method an endurance capability, endurance capability and fail-safety of components and features of ES, to a great extent depends on

the physical, physical and chemical and physical-mechanical characteristics of goods, and also from that, as far as these characteristics are grounded and effectively utilized in constructions taking into account the characteristics of production activity of these constructions. Infallibility of components and features of ETS is a necessary and sufficient base of fail-safety of ES.

Modern installation becomes all more ecologically fail-safe and dependable, and drop, that it inflicts an environment, diminish. However much ramshackle installation which made the resource and inflicts a large hurt an environment continues in this time to be exploited. In addition, even new installation must a characteristic fail to the function. Breakages as a result of which extras are in surrounding space of heat and harmful matters can happen thus. It can cause death of people, result in considerable financial losses and inflict a hurt an environment.

Thus, modern installation must be not only ecological but also to be dependable and fail-safe. Must not bring an abort over in the robot of installation to breakages and casualties. To provide installation the high degree of reliability, it is necessary to create and exploit him in accordance with the modern going near assurance of man-caused fail-safety. Thus must stick to high degree of maintenance and check, on a condition installation.

Modern installation must have not only high coefficients of efficiency (large capacity, low unit which is a bleed cost, small energy consumption and other) but also low level of man-caused danger. However done this coefficient not always can be low enough, because in installation there are processes at which plenty of energy (potential, chemical, kinetic and thermal) appears or outlaid, that, freeing oneself from an engineering object, can inflict the hurt of life and to the health of personnel, environment and nearby installation. In addition, the buildup of level of man-caused danger of engineering object draws the considerable rising in the price of installation, and consequently, and products, made in him.

For assurance of high performance and sufficient man-caused strength of engineering-technological objects security make the method of definition of level of man-caused danger of engineering object, and then conduct optimization of this coefficient for installation at the goals of cost, capacity, unit which is a bleed, and other, cost

Presently, there is a few going near assurance of man-caused fail-safety of engineering object – administrative, methods of theory of fail-safety, method of breaking conditions, method of "trees of events".

The above-mentioned theoretical pre-conditions are the base of most going near assurance of man-caused fail-safety of engineering object with the use of methods of definition of hazard of the harmful clogging of environment.

## **References**

1. The System analysis and modeling in decision of problems of sustainable development of territory. Polishchuk S.Z., Dolodarenko V.A., Chernobrovkina N.A., Riabko A.I. – Dnepropetrovsk: Poligrafist. - 136 p.

УДК 656.612:621.436

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ МОНИТОРИНГА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА**

*Р.А.Варбанец к.т.н., В.Г.Ивановский д.т.н.  
Украина, Одесский национальный морской университет*

Высокие требования к экономичности и экологичности судовых дизелей приняты в настоящее время подавляющим большинством морских держав. Мировые цены на жидкое топливо увеличились с 2002 года по настоящее время: на тяжелое топливо IFO380 со 100 до 300usd и на дизельное топливо MDO со 150 до 600usd [1]. Кроме того, с 19 мая 2005 года имеет законную силу Приложение VI Конвенции МАРПОЛ 73/78, в котором ограничены нормы выбросов в атмосферу вредных веществ, при эксплуатации дизельных СЭУ [2]. Современные судовые дизели, отвечающие высоким требованиям экономичности и экологичности, рассчитаны на работу в условиях повышенной механической и тепловой напряженности. В этом случае комплексный мониторинг рабочего процесса, включая контроль качества топливopодачи и сгорания топлива в цилиндрах, является особенно актуальным.

При проведении мониторинга рабочего процесса необходимо решать ряд технических задач, таких как: подготовку необходимых инструментальных средств записи высокочастотных динамических процессов в топливной аппаратуре и цилиндре двигателя; задачу фазовой синхронизации данных; задачу сопоставления данных реального рабочего процесса и результатов математической модели. Последнее делается для того, чтобы произвести качественный анализ эффективности работы цилиндра и оценить резервы его нагрузки.

В настоящее время разработан ряд математических моделей, позволяющих производить отдельные расчеты процесса впрыскивания топлива и рабочего процесса в цилиндре дизеля. Широкое распространение получила эмпирическая зависимость скорости тепловыделения И.И.Вибе. Однако, расчет рабочего процесса

с использованием этой формулы обеспечивает достоверность лишь при удачной оценке показателя характера сгорания  $m$  и продолжительности тепловыделения  $\varphi_Z$ , так же, расчет осуществляется без учета количества топлива впрыснутого за период задержки воспламенения и продолжительности впрыскивания [3]. Альтернативой является метод математического моделирования рабочего процесса, разработанный В.С.Семеновым и В.И.Квятковским в котором используется трехфазная модель тепловыделения в цилиндре [3]. Указанные выше параметры включены в расчетные уравнения, в связи с чем, отпадает необходимость в их условной оценке.

Разработанная на кафедре СЭУ и ТЭ математическая модель рабочего процесса базируется на 1-м законе термодинамики и использует трехфазную модель тепловыделения для расчета процесса сгорания. Моделирование рабочего процесса при разных углах опережения впрыска топлива показано на рисунке. При решении задачи синхронизации данных, а также для определения коэффициентов при моделировании реальной эксплуатационной ситуации используется метод нелинейной безградиентной оптимизации Powell'64, позволяющий получить оптимальные значения коэффициентов  $n$ -мерной нелинейной функции с приемлемой для практического моделирования скоростью.

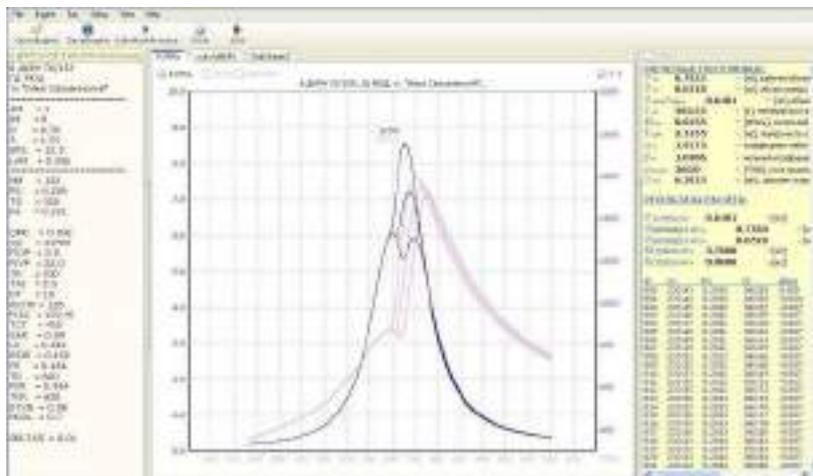


Рисунок. Интерфейс программы расчета рабочего процесса с учетом динамики тепловыделения по методу В.С.Семенова и В.И.Квятковского

Для получения данных реального рабочего процесса разработан программно-аппаратный комплекс DEPAS, который использует данные математического моделирования для оценки качества рабочего процесса. С помощью этого комплекса можно производить анализ технического состояния ЦПП, топливной аппаратуры и механизма газораспределения.

С помощью комплекса DEPAS и разработанной математической модели рабочего процесса осуществляется настройка параметров топливной аппаратуры и механизма газораспределения, устраняются технические неисправности в работе отдельных узлов и производится равномерное распределение мощностей по цилиндрам. Указанные мероприятия позволяют производить эффективную и безаварийную эксплуатацию дизельной СЭУ.

### *Литература*

1. Annual Energy Review 2006. Report No.DOE/EIA-0384(2006). June 27, 2007

2. Приложение VI к МАРПОЛ 73/78. Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов / ЦНИИМФ: СПб, 2004.-80 с.

3. Семенов В.С. Современные проблемы теории судовых дизелей / В.С.Семенов. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1991. – 112 с.

## **ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ CAD/CAM/CAE– СИСТЕМ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

*Воронцов Б.С., Чаплинский Д.А.*

*Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, Луганск, Украина,*

*Тел. 8-0642-61-33-42, E-mail: [voronts@snu.edu.ua](mailto:voronts@snu.edu.ua)*

Развитие компьютерных технологий открывает новые возможности для создания ответственных деталей и узлов с рабочими поверхностями сложной формы, изделий самой разнообразной геометрии.

Меняется отношение к 3-D моделям. Если ранее они служили для визуализации объектов, генерации чертежей, конечноэлементного анализа, то теперь приобрели большое производственное значение. На основании 3-D моделей механообработкой создаются различные изделия, в том числе и зубчатые колеса на станках с ЧПУ. Используя генеративные методы послойного наращивания изготавливаются зубчатые хоны и колеса. Твердотельные модели являются эталоном

для анализа геометрии изделий контактными и бесконтактными методами с помощью координатно-измерительных машин.

Анализ CAD/CAM/CAE – систем показывает, что в настоящее время создано немало программных комплексов для анализа и синтеза зубчатых передач и инструментов, для расчета наладок зубообрабатывающих станков. Эти программные продукты можно условно разделить на четыре категории:

- ◁ Самостоятельные программные продукты общего применения, созданные в коммерческих целях (GEARCALC, UTS Gear Software, APM Trans);

- ◁ Коммерческие программные модули и библиотеки, созданные как приложение к определенной CAD/CAM/CAE – системе (GearTrax, КОМПАС-Shaft, САПР Фрез);

- ◁ Программные продукты, созданные для применения на конкретном предприятии (LTCA, Kimos);

- ◁ Программные продукты, созданные аспирантами и исследователями для решения конкретных задач анализа и проектирования передач и инструментов определенного вида (Эксперт, Волга, SPDIAL+).

В этих программных продуктах, использующих разнообразный математический аппарат, возникают определенные сложности стыковки между CAD, CAM и CAE системами. Например, при синтезе новых видов зацеплений контур профиля может описываться кривыми различных видов или выражаться таблично. При анализе и создании 3-D моделей каждый раз это нужно учитывать. При исследовании процессов формо- и стружкообразования не всегда оптимальными являются общепринятые методы теории зацеплений для определения сопряженных поверхностей. Процесс управления геометрией с учетом многокритериальности анализа вызывает трудности.

Для повышения эффективности CAD/CAM/CAE – систем зубчатых передач предлагается:

1. Для создания унифицированных параметрических моделей использовать однообразное описание геометрии на основе сплайновых кривых. В качестве сплайновых кривых и поверхностей применять широко используемые в 3-D моделировании кривые и поверхности NURBS и Безье.

Все существующие исходные контуры, производящие поверхности, поверхности зубьев легко представить в таком виде. Математическое описание включает в себя управляющие элементы, с помощью которых можно управлять геометрией прямо на экране монитора. Эти элементы служат в качестве параметров при анализе и

синтезе зубчатых передач, позволяют создавать унифицированные базы данных.

2. Применяемые методы анализа и синтеза выразить через унифицированное представление объектов исследования. Это позволит при интерактивном управлении геометрией зубьев одновременно осуществлять многокритериальный анализ и синтез передач и процесса формообразования.

3. Недифференциальные методы, которые позволяют моделировать технологические задачи, в частности съем металла, геометрию поверхности на промежуточных операциях, где в качестве результата получается не гладкая огибающая, а ломанная обволакивающая, вписывать в дифференциальные методы теории зубчатых зацеплений и формообразования путем аппроксимации с помощью сплайнов и приведению к привычному унифицированному виду.

4. При синтезе и моделировании зубьев со сложным и изменяемым вдоль зуба сечением использовать методы плазирования. В качестве профиля сечения использовать унифицированные сплайновые кривые. На основе этих сечений легко создаются параметрические 3-D модели в любой CAD системе, которые легко редактировать в автоматическом и полуавтоматическом режиме.

На основе предложенных положений разработано программное обеспечение, которое подтвердило эффективность такого подхода.

## **ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ СИЛОВЫХ СИСТЕМ ПО КРИТЕРИЯМ ЛОКАЛЬНОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ**

<sup>1</sup> Богданович Александр Вальдемарович, <sup>2</sup> Еловой Олег Михайлович

<sup>1</sup> Учреждение образования «Гродненский государственный университет имени Янки Купалы», Лидский колледж, 231300, Республика Беларусь, г. Лида, ул. Советская, 18, тел. +(375 1561) 2-35-04

<sup>2</sup> Государственное научное учреждение «Объединенный институт машиностроения» Национальной академии Наук Беларуси, 220072, Республика Беларусь, г. Минск, ул. Академическая, 12, тел. +(375 17) 284-24-09

Самыми ответственными в машинах являются силовые системы, в которых реализуется процесс трения (при скольжении, качении или фреттинге) и которые одновременно воспринимают и передают повторно-переменную (внеконтактную) нагрузку. В силовых системах реализуется комплексное износоусталостное повреждение, которое есть результат сложного взаимодействия как минимум двух повреждающих явлений – трения (и изнашивания) и усталости. Эти

явления наиболее опасны, так как подавляющее большинство отказов машин и оборудования обусловлено ими [1].

Экспериментально было показано, что поврежденность разных локальных зон элемента силовой системы при нагружении может быть существенно различной и, в конечном итоге, лимитировать ресурс системы. Так, с помощью дискретного метода измерения суммарного износа  $i$  (при испытаниях на трение скольжения и фрикционно-механическую усталость) и величины смещения осей  $\delta_c$  пары трения (при испытаниях на трение качения и контактно-механическую усталость) в машинах серии СИ в восьми точках (локальных зонах) по периметру опасного сечения образца-вала установлено, что, хотя нагрузки (изгибные и контактные) в течение одного оборота не изменяются, реакция поверхностных слоев металла в различных локальных зонах пути трения существенно различна. Это представляется естественным ввиду того, что физико-механические свойства поверхностных слоев металла также существенно неодинаковы.

Предложены специальные интегральные характеристики локального процесса износоусталостного повреждения [2]: коэффициент асимметрии

$$R_a = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 \frac{r_{\min(i)}}{r_{\max(i)}}, \quad (1)$$

где  $r_{\min}$  и  $r_{\max}$  – меньший и больший радиусы одного диаметра образца, и коэффициент неравномерности

$$\eta_a = \frac{r_{\text{наим}}}{r_{\text{наиб}}}, \quad (2)$$

где  $r_{\text{наим}}$  и  $r_{\text{наиб}}$  – наименьший и наибольший радиусы образца в течение одного оборота.

Геометрически это представляется в виде диаграммы (или контура), показанного на рис. 1 с принятыми обозначениями радиусов контура, а также приведенными зависимостями коэффициентов  $R_a$  и  $\eta_a$  от уровня циклических напряжений при испытании силовой системы сталь 45 / сталь 25ХГТ на контактно-механическую усталость методом ступенчатого изменения изгибающей нагрузки при контактном давлении  $p_0 = 0,7 p_f = \text{const}$ . Видно, что степень неравномерности локального износоусталостного повреждения растет соответственно увеличению циклических напряжений. Заметим, что

неравномерность износоусталостного повреждения тем больше, чем меньше величины  $R_a$  и  $\eta_a$ .

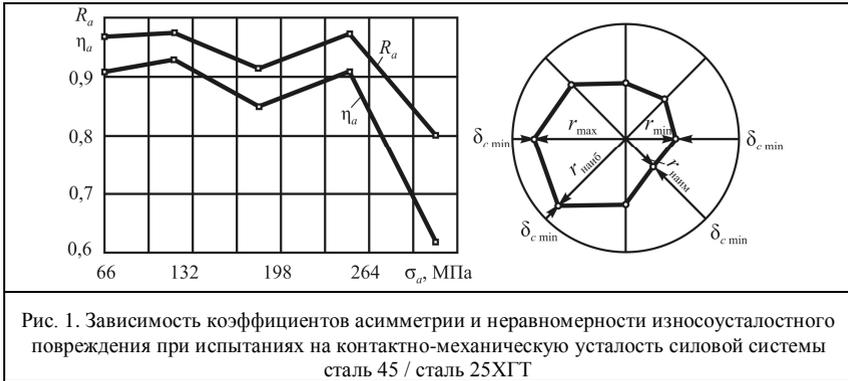


Рис. 1. Зависимость коэффициентов асимметрии и неравномерности износоусталостного повреждения при испытаниях на контактно-механическую усталость силовой системы сталь 45 / сталь 25ХГТ

При испытаниях на трение скольжения и на фрикционно-механическую усталость коэффициенты асимметрии и неравномерности контура оцениваются по измеренной величине дискретного износа  $i_j$  по формулам:

$$R_i = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 \frac{i_{\min(j)}}{i_{\max(j)}}, \quad \eta_i = \frac{i_{\text{наим}}}{i_{\text{наиб}}}, \quad (3)$$

где  $i_{\min}$  и  $i_{\max}$  – наименьший и наибольший локальный износ одного диаметра за оборот образца, где  $i_{\text{наим}}$  и  $i_{\text{наиб}}$  – наименьший и наибольший локальный износ в течение данного цикла нагружения образца. При испытаниях на трение качения и контактно-механическую усталость оценка коэффициентов асимметрии и неравномерности соответствующего контура выполняется аналогично по формулам:

$$R_a = \frac{1}{4} \sum \frac{\delta_{c \min(i)}}{\delta_{c \max(i)}}, \quad \eta_\delta = \frac{\delta_{c \text{наим}}}{\delta_{c \text{наиб}}}. \quad (4)$$

Для количественной оценки параметров повреждения можно использовать коэффициенты неравномерности локального износа  $\beta(i)$  и сближения осей  $\beta(\delta_c)$ , вычисляемые по отношению к среднему значению определяемых параметров:

$$\beta(i)_j = \frac{i_{\max j}}{i_{\max j} + i_{\min j}}, \quad \beta(i) = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 \frac{i_{\max j}}{i_{\max j} + i_{\min j}}, \quad (5)$$

$$\beta(\delta_c)_j = \frac{\delta_{c \max j}}{\delta_{c \max j} + \delta_{c \min j}}, \quad \beta(\delta_c) = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 \frac{\delta_{c \max j}}{\delta_{c \max j} + \delta_{c \min j}}.$$

Предложена методика оценки долговечности с учетом характеристик локального повреждения при регулярном и блочном нагружениях. Показано, что характеристики локального повреждения, могут быть использованы для прогнозирования долговечности узлов трения и силовых систем в дискретных точках (зонах). На основе анализа проведенных испытаний построены схематичные кривые фрикционной (по предельному интегральному износу) и локальной (по предельному дискретному износу) усталости, изображенные на рис. 2.

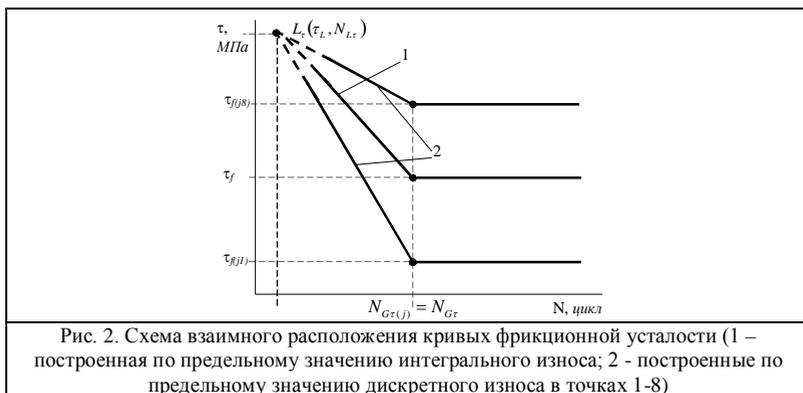


Рис. 2. Схема взаимного расположения кривых фрикционной усталости (1 – построенная по предельному значению интегрального износа; 2 – построенные по предельному значению дискретного износа в точках 1-8)

При трении скольжения и ФМУ фрикционное напряжение в точке  $(j)$ , достигшей предельного износа, определяется из выражения:  $\tau_{f(j)} = \tau_f \cdot k_{\tau(j)}$ , где  $k_{(j)}$  – коэффициент локального упрочения / разупрочения (локальный фактор повреждения) материала в точке  $j$  и в общем случае является функцией коэффициентов асимметрии и неравномерности контура износа [2]:

$$k_{\tau(j)} = f_{1(j)}(\beta_i) = f_{2(j)}(\eta_i) = f_{3(j)}(R_i).$$

Для конкретной силовой системы по результатам ее испытаний (когда точка  $(j)$  по пути трения достигла предельного износа) определяется локальный фактор повреждения и показатель наклона

кривой фрикционной (или фрикционно-механической) усталости в точке ( $j$ )

$$m_{\tau(j)} = m_{\tau} \varphi_{m\tau},$$

где  $\varphi_{m\tau}$  - функция влияния неравномерности изнашивания на показатель наклона кривой локальной фрикционной усталости.

Формула для расчета долговечности в точке ( $j$ ) конкретной силовой системы с учетом характеристик локального повреждения имеет следующий вид:

при регулярном нагружении

$$N_{(j)} = N_{G\tau} \cdot \left( \frac{\tau_f(j)}{\tau_w} \right)^{m_{\tau(j)}} = N_{G\tau} \cdot \left( \frac{\tau_f \cdot k_{\tau(j)}}{\tau_w} \right)^{m_{\tau} \cdot \varphi_{m\tau}}, \quad (6)$$

при нерегулярном (блочном) нагружении

$$N_{\tau_w(j)\Sigma} = N_{B(j)} \left/ \left\{ \sum_{k=1}^s \left[ 1 - \left( 1 - \frac{n_{Bk} \cdot \tau_w^{m_{\tau_w(j)}}}{\tau_{fN(j)}^{m_{\tau_w(j)}} \cdot N_{\tau_f(j)} \right)^{\alpha_{\tau_w(j)}} \right]^{\beta_{\tau_w(j)}} \right\} \right., \quad (7)$$

где  $N_{B(j)}$ ,  $n_{Bk}$  – соответственно, общее число циклов в блоке и наработка на  $k$ -той ступени блока;  $s$  – количество ступеней (уровней напряжений) в блоке;  $\alpha_{\tau_w(j)}$ ,  $\beta_{\tau_w(j)}$  – параметры разупрочнения и упрочнения в точке ( $j$ ) соответственно.

### **Литература**

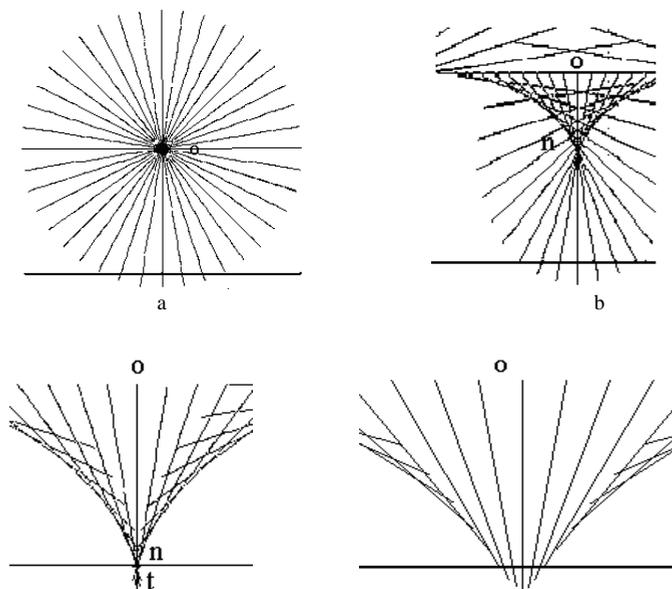
1. Сосновский, Л.А. Трибофатика: износоусталостные повреждения в проблемах ресурса и безопасности / Л.А. Сосновский, Н.А. Махутов. – Москва-Гомель: НПО «ТРИБОФАТИКА», ФЦНТП ПП «Безопасность», 2000. – 304 с.
2. Еловой, О.М. Локальные характеристики износоусталостного повреждения и сопротивление разрушению силовых систем / О.М. Еловой, А.В. Богданович // Горная механика. – 2007. - № 1. – С. 76-83.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГРЕБНЯ КОЛЕСА И БОКОВОЙ ПОВЕРХНОСТИ РЕЛЬСА**

*Гуманишвили Гшеоргий Иосифович, Звиадаури Виктор Сухаевич и Челидзе Мераб Акакиевич*

*Грузинский Технический Университет, Тбилиси, Костава, 77, 535213, 899 395997, gtumanishvili@yahoo.com*

Долговечность рельсов и колёс при эксплуатации существенно отражается на профилактические и ремонтные расходы и относится к числу наиболее важных проблем функционирования железнодорожного транспорта. Расходы на ремонт колёсных пар могут на 30% превысить ремонтные расходы всего экипажа. Эти расходы в основном связаны с заменой и репрофилированием колёсных пар. Долговечность колёс и рельсов в основном (особенно для стран бывшего СССР) определяется интенсивностью изнашивания гребней колёс и боковых поверхностей рельсов. Контакт колеса при его поперечном перемещении относительно рельсу осуществляется на различных местах. Это может привести к двухточечному или конформному контакту, повышению поперечной нагрузки и проскальзыванию. Для контакта гребня колеса с боковой поверхностью рельса часто создаются экстремальные условия работы, при котором доминирующим видом изнашивания является заедание. В зоне контакта гребня колеса и рельса напряжение может достичь предел текучести, а температура может превысить  $800^{\circ}\text{C}$ . Ниже приведены результаты, полученные в попытках решения некоторых проблем уменьшения интенсивности изнашивания гребней колёс и боковых поверхностей рельсов.



c d

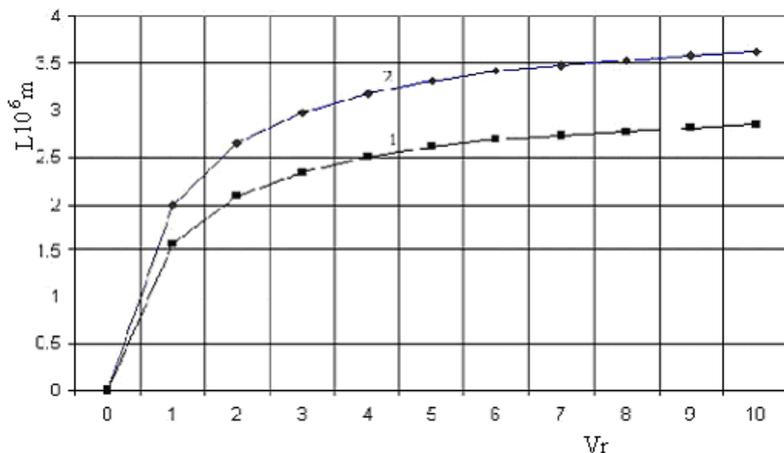
a - при чистом скольжении колеса; b - при качении с проскальзыванием; c - при чистом качении колеса; d - при качении с проскальзыванием при торможении.

Рис. 1. влияние скольжения колеса при качении на путь трения и положение мгновенного приведенного центра вращения

Скольжение ребра осуществляется при его контактировании с боковой поверхностью головки рельса. Посредством компьютерного моделирования исследовано изменение мгновенного приведенного радиуса вращения колеса и путь трения ребра при различных режимах движения колеса по рельсу. Как видно из графиков, изменение относительной скорости приводит к изменению мгновенного приведенного радиуса вращения (с центром  $n$ ) колеса и пути трения гребня колеса. При скольжении колеса с увеличением скорости качения до качения без проскальзывания, мгновенный радиус и путь трения уменьшаются до минимума (приближаются к нулю). Далее (при торможении) скорость скольжения и радиус вращения могут стать равными нулю, изменить направление и снова увеличиваться. В реальных условиях, на прямых и кривых участках пути при установившемся и не установившемся режимах работы, соотношение скоростей качения и скольжения может меняться в широком диапазоне и его управление связано с решением комплекса технических проблем.

При качении колёсной пары, относительная скорость скольжения гребня колеса по боковой поверхности рельса зависит от геометрии контактирующих поверхностей и положению колеса относительно рельса. Рассмотрены профили и взаимное расположение рельсов и колёс, зависимость угла наклона касательной на переходной кривой колеса от координаты контакта, зависимость радиуса колеса от координаты контакта на переходной кривой путь трения при одном обороте колеса. Приведены также графики зависимости пути трения от относительной скорости скольжения.

На рис. 2 приведены графики зависимости пути трения колеса и рельса в зависимости от относительной скорости скольжения колеса при движении колеса без торможения

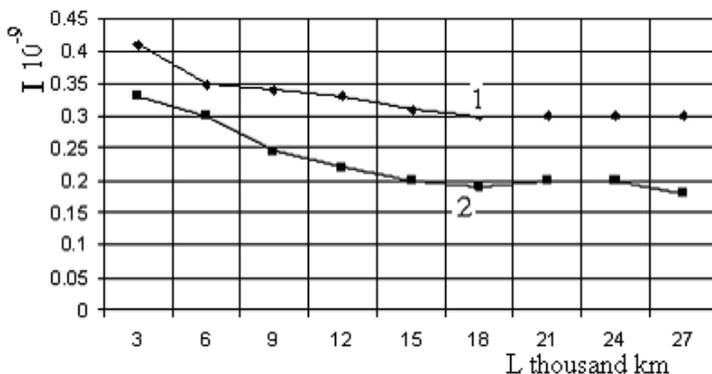


1. для рельса; 2 – для колеса;  $R_{\text{кол}}=500 \text{ мм}$ ;  $h=10 \text{ мм}$  \*  $w=20 \text{ л/сек}$  \*  $\gamma=13,5 \text{ мм}^3/\text{л}$  \*  $V_{\text{отн}}=V_{\text{ск.р\&}}/V_{\text{кач.р\&}}=(V_{\text{окр.р\&}}-V_0)/V_0$

Рис. 2. График зависимости пути трения ребра от относительного скольжения колеса

Изменение сил трения и контактной нагруженности обуславливают также атмосферные явления. Приведены графики, показывающие количество снятых с электровозов колёсных пар ( $N_{\text{сн}}$ ) по месяцам из-за предельного износа рёбер в 2001 г. В Тбилисском локомотивном депо и переточенных ( $N_{\text{точ}}$ ) из-за износа рёбер в Улан-Баторской железной дороге (1988 – 89 гг. бывшая СССР). Приведены также количество сошедших с рельсов колёс в разное время года по месяцам. Исследования показали существенное влияние атмосферной влажности на интенсивность изнашивания колёс и рельсов и количества сошедших с рельсов порожних вагонов по месяцам в 1999 – 2001 гг. на Российской железной дороге.

На рис. 3 приведены графики зависимости интенсивности изнашивания рёбер вагонных колёс (вычисленного по пройденному колесом пути между Сибирской станцией Коршуниха и Новокузнецком).



1 - исходная толщина ребра 33 мм; 2 – исходная толщина ребра – 30 мм.  
 Рис. 3. графики зависимости интенсивности изнашивания рёбер вагонных колёс

Для уменьшения коэффициента трения, тепловой нагруженности контакта и предупреждения аварийных ситуации применяют смазывание. Экспериментальные исследования с использованием катящихся со скольжением роликовых образцов позволили выявить недостатки традиционных смазочных материалов в экстремальных условиях работы. Сопоставление некоторых характеристик смазочных материалов и модификаторов трения показало преимущество последних.

#### ***Основные результаты***

1. выявлена зависимость пути трения и мгновенного приведенного радиуса вращения колеса от относительной скорости скольжения колеса;
2. Показано интенсивность повреждения и схода колеса с рельса от сезона эксплуатации для условий бывшего СССР;
3. Произведено сопоставление некоторых характеристик традиционных смазочных материалов и модификаторов трения и выявлены их достоинства и недостатки.

#### ***Заключение***

1. Основным видом повреждения гребней колёс и боковых поверхностей рельсов является заедание;
2. С уменьшением радиуса кривизны пути точка контакта перемещения колеса перемещается к гребню, что приводит к повышению относительной скорости скольжения и пути трения;
3. Выявлены преимущества модификаторов трения по сравнению традиционными смазочными материалами.

# ЗАКОНОМЕРНОСТИ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Сторожев Валентин Павлович, Солодовников Валерий Григорьевич*  
*Одесский национальный морской университет*

*Украина 65029 г. Одесса, ул. Мечникова 34 Тел. 8-0482-34-49-63, моб. 8-050-390-17-21*  
*e-mail: [roman@osmu.odessa.ua](mailto:roman@osmu.odessa.ua)*

Вопросам трения и износа деталей, входящих в цилиндропоршневую группу дизелей, посвящено достаточно много работ. Однако при всем своем разнообразии эти работы направлены на решение частных, хотя и исключительно важных задач, в большинстве своем не затрагивающих определение законов, которым подчиняются величины износа тех или иных деталей. И тем более, не рассматриваются обобщенные статистические закономерности, которые формируются на основе отказов всех элементов, входящих в рассматриваемую систему деталей или пар трения цилиндропоршневой группы дизелей.

Приведенные ниже данные были получены путем обмеров большого числа основных деталей цилиндропоршневой группы дизелей различных типов. На морских судах в качестве главных силовых установок применяются малооборотные двигатели, такие как Бурмейстер и Вайн, МАН и Зульцер.

Прежде всего, предстояло выяснить, насколько велика доля отказов из-за износа деталей главных двигателей по отношению к их отказам, вызывающих остановку судна. Полученные нами данные сведены в таблицу 1. Видно, что остановки двигателей из-за износа деталей составляют порядка 70 % по отношению к суммарным причинам, принятым за 100 %. Причем, некоторый разброс до 5 % для разных двигателей не изменяет порядок величин, что дало основание более детально изучить влияние износных составляющих на формирование этих 70 %.

Таблица 1

Значения величин, характеризующих остановки судов, вызванных отказами элементов главного двигателя, в том числе из-за износа их деталей (в знаменателе)

Тип двигателя	Количество (частота отказов) остановок на тысячу часов ходового времени	Средняя продолжительность одной остановки $t_0$ , ч.	Продолжительность остановок на одну тысячу часов ходового времени $t_m$ , ч/10 <sup>3</sup> · ч	Продолжительность остановок за один год (при T = 7500 ч) $t_a$ , ч.

	$n, 1/10^3 \cdot \text{ч.}$							
ДКРН	2,4/1,7	70 %	1,7/1,2	70 %	4,08/2,93	71 %	31/22	70 %
Зульцер	1,6/1,2	75 %	1,7/1,3	76 %	2,72/2,05	75 %	21/15	71 %
МАН	1,9/1,4	73 %	1,3/0,9	69 %	2,47/1,75	70 %	19/13	68 %

Приведенные выше данные позволяют сделать вывод о необходимости более детального изучения закономерностей износа деталей цилиндро-поршневой группы двигателя с проведением исследований применительно к поршням, втулкам, кольцам, крышкам и клапанам малооборотных двигателей.

Выполнение работы заключалось в исследовании характерных дефектов и, прежде всего износов, имеющих наибольший удельный вес для вышеперечисленных деталей цилиндропоршневой группы малооборотных двигателей.

При этом рассматривались конструктивные особенности деталей, их материал, условия работы. Эти детали работают в условиях значительных нагрузок, высоких температур и давлений, в среде, способствующих коррозионному износу.

Материалом этих деталей являются чугуны, углеродистые и низколегированные стали.

Для головок поршней наибольший процент отказов происходит из-за износа канавок под поршневые кольца (RD – 64 %, ДКРН – 71 %, МАН – 84 %). Работа поршня сопровождается износом со втулкой цилиндра, так и с поршневыми кольцами. Изнашивание этих пар происходит при возвратно-поступательном движении. Наибольший радиальный износ (48 – 52 %) имеет первое верхнее кольцо. Одновременно происходит и износ втулки цилиндра, достигающий 28 %, хотя основным дефектом являются трещины 45 %.

Что же касается крышек цилиндров, то их основным дефектом являются трещины 48 %, хотя и износы достигают 37 %.

Для выпускных клапанов и направляющих втулок износы достигают до 75 % от всех дефектов.

Исследование закономерностей износа различных деталей цилиндропоршневой группы двигателей потребовало сбора необходимого количества данных с последующей их статистической обработкой. В качестве количественной оценки долговечности деталей принимаются такие показатели как вероятность безотказной работы, плотность вероятности и интенсивность отказа. Наиболее полной характеристикой качественных показателей долговечности вышеперечисленных деталей является интегральный показатель, определяемый совокупностью функциональных, экономических, конструктивных и технологических параметров.

Нами определены закономерности износа деталей цилиндропоршневой группы различных двигателей. Основной задачей явилось нахождение законов распределения времени безотказной работы рассмотренных выше деталей. Проведен статистический анализ данных о длительности их безотказной работы. Необходимые данные собраны и обработаны по материалам ремонтных ведомостей судов, на основе личного проведения дефектаций и соответствующих измерений на судоремонтных заводах, данным Регистра. Полученные выборки из генеральной совокупности являются репрезентативными, объемы выборок во всех случаях превышали 30, что достаточно для получения достоверных выводов. Было обследовано 39 головок поршней, 37 втулок цилиндров, 32 крышки цилиндров двигателей. В результате исследований установлено, что доминирующая роль около 70 % всех отказов деталей цилиндропоршневой группы двигателей принадлежит износам. Имеются гистограммы и кривые плотности распределения времени безотказной работы этих деталей. Так, длительность безотказной работы головок поршней соответствует закону гамма распределения, а для втулок цилиндров, крышек цилиндров, поршневых колец и выпускных клапанов нормальному закону распределения. Кроме законов распределения обосновано прогнозирование времени безотказной работы вышеперечисленных деталей с учетом трения и износа как основного среди сопутствующих факторов.

Это дает возможность обеспечивать поставку запасных частей, экономить финансовые ресурсы и повысить долговечность деталей цилиндропоршневой группы малооборотных двигателей.

## **ОЦЕНКА РЕСУРСА РАМЫ ВАГОНА-ЦИСТЕРНЫ ПРИ МНОГОЦИКЛОВОМ НАГРУЖЕНИИ**

*Бойко Александр Филиппович, Аузиньш Янис Петрович  
Рижский Технический университет, Эзермалас 6, Рига LV-1006, Латвия,  
+371 7089396, boyko\_af@yahoo.com, auzinsjp@latnet.lv, www.rtu.lv/mmd/zpl.htm*

В данной работе выполнена оценка усталостной прочности рамы вагона-цистерны при режиме боковой качки (при перевалке) из-за продольных неровностей рельсового пути. В эксплуатации часто образуются трещины в сварных швах рамы в зоне соединения продольной (хребтовой) и поперечной (шкворневой) балок. Боковая динамическая сила  $2Hr$  (в пересчете от колесной пары на тележку) взаимодействия вагон-путь прикладывается к раме силами  $F_1, F_2$ , как

показано на рисунке 1, где  $\Delta$  – смещение центра тяжести вагона (от  $2H_p$ ),  $h_{ум}$  – вертикальное расстояние от центра тяжести вагона до рессорного подвешивания,  $2Q_{vl}$  – вес котла вагона-цистерны с грузом. При этом боковая динамическая сила  $2H_p$  мала и не должна вызывать напряжений близких к пределу текучести материала. Однако эта сила изменяется во времени в среднем с частотой 1,25 Гц. Поэтому выполнен прочностной расчет и определены зоны максимальных переменных напряжений, на основе которых выполнен расчет на усталостную прочность.

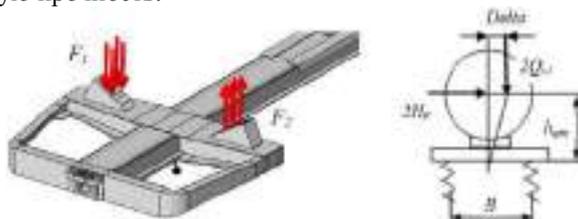


Рис. 1. Модель рамы вагона-цистерны и схема приложенных нагрузок от боковой силы  $2H_p$ .

Расчет усталостной прочности выполнен для рамы вагона – цистерны 15-Ц863 Латвийской железной дороги. Рама изготовлена из стали Вст3, предел текучести  $\sigma_T = 245$  МПа, предел прочности  $\sigma_B = 370$  МПа, предел выносливости стандартного гладкого образца при изгибе  $\sigma_{-1} = 170$  МПа. Нормативный срок службы вагона-цистерны  $T_H = 32$  года.

Расчет сопротивления усталости производится по допустимому коэффициенту запаса  $[n] = 1,8$  для исследуемой зоны рамы по формуле [1]:

$$n = \frac{\sigma_{aN}}{\sigma_{ap}} \geq [n] \quad (1)$$

где  $\sigma_{aN}$  - предел выносливости (по амплитуде) для зоны соединения продольной и поперечной балок рамы при установившемся режиме нагружения при базовом числе циклов  $N=10^7$ .

$\sigma_{ap}$  - расчетная величина амплитуды динамического напряжения, приведенная к числу циклов N, эквивалентная по повреждающему действию реальному режиму эксплуатационных напряжений за проектный срок службы вагона. Для верхнего листа поперечной балки  $\sigma_{ap} = 60,5$  МПа, для соединения верхних и нижних полок продольной и поперечной балок  $\sigma_{ap} = 58,5$  МПа и  $\sigma_{ap} = 55,5$  МПа соответственно.

Предел выносливости  $\sigma_{aN}$  определяется по формуле [1]:

$$\sigma_{aN} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\bar{k}_{\sigma}\right)_k} \cdot \left(1 - z_p \cdot v_{\sigma_{aN}}\right) \quad (2)$$

где  $\left(\bar{k}_{\sigma}\right)_k$  - среднее значение общего коэффициента снижения предела выносливости, принимаем 1,5 (балки коробчатые сваренные из листового проката продольными угловыми швами без поперечных ребер жесткости и диафрагм по сварному шву).

$z_p$ - квантиль распределения  $\sigma_{aN}$ , принимается 1,645.

$v_{\sigma_{aN}}$  - коэффициент вариации предела выносливости для сварных рам и балок (автоматическая сварка) принимаем 0,05.

Таким образом, предел выносливости  $\sigma_{aN} = 104$  МПа, а расчетный коэффициент запаса для верхнего листа поперечной балки составил  $n = 1,71$ , для соединения верхних и нижних полок продольной и поперечной балок  $n = 1,78$  и  $n = 1,87$  соответственно.

Из соотношения расчетного и допускаемого коэффициентов запаса определяется расчетный срок службы  $T_p$ . Расчет подтверждает возможность появления усталостных трещин в зонах верхнего листа поперечной балки  $T_p = 26$  лет и в зоне соединения верхних полок продольной и поперечной балок  $T_p = 30$  лет, при нормативном сроке службы  $T_H = 32$  года.

### ***Литература***

1. Нормы для расчета и проектирования вагонов, железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)”, Изменения и дополнения №1 и №2 ВНИИВ-ВНИИЖТ, М., 1996 г.

## **THE PRACTICE OF THE APPLYING ACOUSTIC EMISSION PHENOMENA FOR NONDESTRUCTIVE CONTROL AND DIAGNOSING OF WELDED JOINTS**

*A. Goroshko*

*Khmelnytsky National University, Ukraine, E-mail: [postgrad\\_agor@rambler.ru](mailto:postgrad_agor@rambler.ru)*

Nowadays, the transfer from resource maintenance to technical state maintenance is specifically important. Reliable technical diagnostics allows to prolong the term of exploitation for a considerable part of machines, that have already worked their resource out, which produces a significant saving rate. Unlike the traditional methods of nondestructive control and technical diagnosing, such as ultrasonic crack detection and X-ray radiography, the method of acoustic emission (AE), based on the radiation of material dsuring the change of its inner structure of spring mechanical waves which

are caused by the increasing flaws, provides better sensitivity, the ability to discover and examine the flaws behaviour and integrity, enabling the control the state of the material without scanning, is simple for usage in the testing process, manufacture and exploitation, is capable of controlling materials not only under the mechanical pressure but also in the process of phase transformations.

The paper introduces the developed methods and means of computer AE control and diagnosing the welded joints and the instances of their practical use.

The investigations which have been earlier carried out by other authors show that in the process of joint weld cooling, AE appears without external strain, as a result of heat action which leads to phase transformations in the material, under the action of internal local strains, developing in the joint weld itself and the surrounding area, and due to the irregularity of the material structure.

With the purpose of working out the methods of nondestructive control and diagnosing technical state of joint welds in the process of flux solidification, i.e. even before the weld is in equilibrium, high-quality and defective joint welds of cast iron were investigated. It was stated, that the process of flaw formation is characterized by an abrupt quantitative increase of high amplitude AE signals.

The studies resulted in working out a method of detecting welding defects in the process of joint weld formation:

- after burning of arc is over, the recording of AE signals is made during the time of temperature change from 200°C to room temperature.
- if the maximum actual activity of AE signals during the observations exceeds the permissible level  $N=1 \text{ imp/c}\cdot\text{sm}^3$ , set according to the results of static processing of the previous experimental data, then the controlled joint weld is subjected to dangerous defect formation.

Microassembly frames of microwave frequency, manufactured from aluminum alloy AMg-2, is a permanent connection of base and cover, made with the help of laser welding. AE method enabled increasing reliability of manufactured frames, making it possible to diagnose, control and prognosticate the strength and hermiticity of frames in manufacturing and operation.

A group of frames was studied, where the junctions of covers and bases are pressurized by means of laser welding, while all the load of external overpressure is taken by either joint weld alone or by joint weld and the product construction.

During the loading process the basic parameters of AE signals were recorded. The program processing of AE signal parameters allowed to

create 2 and 3-dimensional acoustograms, showing the dependence of AE parameters on pressure and linear coordinate between the piezoceramic transducers.

The coefficients of predicting depressurization stress, obtained by the data of AE signals activity measurements and registering the internal overpressure of tested frames, can be accordingly used for defining the leak-off pressure in safe loading of frames.

The predictable leak-off pressure is defined by the formula

$$P_{\max}^{pr} = P_{pr} K, \quad (1)$$

Where  $P_{pr}$  is pressure, under which the activity of AE signals reaches the control point (14,9 imp/c).

The values of prognostication coefficients for tested frames, calculated according to the formula (2), are within the range of 2-2,53. This dispersion of the obtained values reflects the instability of physical and mechanical characteristics of joint welds and comes from imperfection and weakness of laser welding technology. In this situation, taking into account a particular responsibility of tested frames (the operation on the plane board), we take the minimum value of prognostication coefficient  $K_{\min}=2$  for predicting the depressurization stress; then a mistake in prognostication is considered the margin of safety.

For arranging nondestructive diagnosing and prognostication of strength and hermiticity of frames for microwave frequency microassemblies a safe level of pressure for frame testing is defined. Using the minimum value of prognostication coefficient, testing pressure is calculated according to the formula:

$$P_{test} = \frac{P_{\max(TC)}}{K_{\min}}, \quad (2)$$

Where  $P_{\max(TC)}$  - the value of internal overpressure, which must be withstood by the frame according to technical conditions.

- Nondestructive loading of frame up to  $P_{test}$  makes it possible to assess strength and hermiticity of tested frames according to AE signal parameters.

- Consequently, there has been developed the method of nondestructive control, predicting strength and hermiticity of microassembly frames of microwave frequency.

- Diagnosing and predicting strength and hermiticity of microassembly frames of microwave frequency is performed with

nondestructive testing of frames by means of internal pressure. Compressed air is directed into the frame until it reaches the testing pressure  $P_{test} = P_{max(TC)} / K_{min}$ , where  $P_{max(TC)}$  is the top possible internal overpressure of the frames according to technical condition,  $K_{min}$  - coefficient of predicting the depressurization stress ( $K_{min} = 2$ ). Simultaneous registering of pressure and AE signal parameters is done during the testing.

- If acoustic emission has appeared with the loading up to  $P_{test}$ , and its activity exceeds the reference level (15imp/c), the frame is considered unserviceable in the pressure range identified by technical conditions; if necessary, its depressurization stress is calculated with the formula:

- $P_{max}^{Pr} = P_{pred} K_{min}$ , where  $P_{pr}$  – the pressure under which AE signals activity has reached the reference level.

- yet, if AE activity has not exceeded the reference level, the frame is considered suitable for exploitation within the pressure range set by technical conditions.

The authors have also tested microassembly frames of microwave frequency with the help of internal overpressure in dynamic mode in the pulsating cycle.

The AE signals were found to testify to the fact that the process of joint weld destruction starts and develops long before the catastrophic failure, i.e. depressurization of the frame, and their use allows for exercising control of strength and hermiticity of microassembly frames of microwave frequency in the conditions of loading in the pulsating cycle.

Consequently, there has been worked out the method of nondestructive control of strength and prevention of dangerous states in microassembly frames of microwave frequency, operating in the conditions of internal pressure difference in the pulsating cycle. The developed method is intended to exercise nondestructive control strength and hermiticity of frames, operating aboard. The control of frames is done automatically during the flights by means of acoustic emission measuring device, installed on the board of plane. AE sensor, transmitting AE signals to the measuring device, is set in the controlled frame with display panel, informing about the emission of AE signals, in pilot's cabin. If for some reason the AE device cannot be installed aboard, the frame control is run by the technician who services the equipment in the plane and tests the frames by internal overpressure every 5 flights and landings. At the same time:

- the phenomenon of Kaiser effect, i.d. the absence of AE signals after the first cycle, i.e. after taking off and landing, proves that the frame is strong and hermetic;

- if AE signals appear at the n-cycle, being commensurable with

signals emitted during the first cycle, this should be the warning about the process of catastrophic failure that has started, and such a frame is going to depressurize after 6-10 flights and landings.

## ГАЛЬВАНОПОКРЫТИЯ ДРАГМЕТАЛЛАМИ ДЛЯ МИКРОЭЛЕКТРОНИКИ

*БЕРСИРОВА Оксана Леонидовна<sup>1</sup>, КУБЛАНОВСКИЙ Валерий Семенович<sup>1</sup>,  
ЕМЕЛЬЯНОВ Виктор АНДРЕЕВИЧ<sup>2</sup>, АНУФРИЕВ Леонид Петрович<sup>2</sup>  
<sup>1</sup>Институт общей и неорганической химии им. В.И.Вернадского, НАН Украины  
просп.Палладина 32/34, 03680, Киев-142, УКРАИНА  
e-mail: bol@ionc.kar.net, [kublanovsky@ionc.kar.net](mailto:kublanovsky@ionc.kar.net)  
<sup>2</sup>НПО "Интеграл", Минск, Беларусь  
ул. Корженевского, 220787 Минск, Беларусь. Тел/факс (80172) 774141*

Стремительное развитие микроэлектронных производств требует значительной интенсификации работ в области фундаментальных и прикладных исследований. Можно отметить, что такие ведущие микроэлектронные компании как «Intel», «Motorola», «Toshiba» и др. направляют до 25% средств на финансирование НИР, обновление технологий.

Огромное многообразие изделий микроэлектроники диктует жесткие требования к получению покрытий со своими, строго определенными свойствами, необходимыми для каждого отдельно взятого вида изделий. Высокую стабильность и надежность технологических процессов в производстве микроэлектроники, надежность в эксплуатации и неизменность свойств при длительном хранении электронных изделий могут обеспечить покрытия драгметаллами.

Применение покрытий из благородных металлов (серебро, золото, палладий и их сплавы) для микроэлектроники связано как с их высокой коррозионной стойкостью, так и с целым комплексом уникальных свойств: низким переходным электрическим сопротивлением, стабильным во времени в широком интервале температур, теплопроводностью, прочностью сцепления с основой, способностью к пайке, разварке, и.т.д [1-5].

Электронная промышленность является основным потребителем промышленного золота (до 80%) как в виде изделий, так и для нанесения покрытий. Основные области применения золота в электронике: изготовление электрических соединителей (разъемы, контакты, печатные платы) и производство электронных приборов, главным образом, интегральных микросхем.

Электролиты золочения можно разделить на две большие группы: растворы на основе дицианоаурата калия, цианистого комплекса золота и бесцианистые растворы на основе различных неорганических комплексных соединений золота [1-2]. Покрытия из кислых электролитов получаются блестящими и не требуют дополнительной механической обработки или химической полировки. Покрытия из цианистых растворов склонны к образованию шероховатых поверхностей с микровыступами до 1мкм. Толщина золотых покрытий, наносимых из кислых и цианистых электролитов, составляет 3-5 мкм. Дальнейшее ее уменьшение ограничено пористостью покрытий, особенностями распределения металла при осаждении на различные поверхности корпуса ИМС [2].

Широкое применение в практике получения функциональных золотых покрытий для РЭА находят фосфорнокислые электролиты золочения, на основе дицианоаурата калия  $\text{KAu(CN)}_2$ , особенностью которых является практическое отсутствие цианид-ионов [2-3]. Характерной особенностью и достоинством этих электролитов является то, что они стабильны и нетоксичны.

Серебряные покрытия также широко применяются в производстве ИЭТ, так как обеспечивают им не только высокую коррозионную стойкость, но и хорошую паяемость, свариваемость при выполнении монтажно-сборочных работ.

Для осаждения серебряных покрытий известны различные типы комплексных ванн: цианидные, тиоцианатные, йодидные, тиосульфатные, сульфитные и др [1-2]. Наиболее широко используются цианидные ванны, т.к. покрытия, осажденные из таких ванн, обладают практически всем рядом необходимых свойств. В электронной промышленности для нанесения функциональных гальванических серебряных покрытий широко применяются электролиты, полученные на основе хлористого серебра и железистосинеродистого калия. В них присутствуют стабилизирующие буферные добавки. Эти электролиты имеют ряд преимуществ перед цианистыми. Они менее токсичны, т.к. не имеют избытка ионов  $\text{CN}^-$  и в то же время позволяют получать качественные покрытия. Мы рекомендуем, раствор, содержащий дицианоаргентат калия в качестве источника серебра. Роль фонового электролита в нем играет комплекс буферных добавок – смесь боратов, фосфатов и карбонатов (БФК) [4].

Высокие механические свойства, хорошая коррозионная стойкость и удовлетворительная электропроводность палладия обеспечили ему широкое применение в электронике и радиотехнике

для покрытия контактов различной аппаратуры. В негерметичной аппаратуре палладиевые покрытия могут заменять золотые.

Для осаждения палладиевых покрытий существуют хлоридный, сульфаматный, амиохлоридный, фосфорный и др. электролиты. Основным недостатком палладия является микротрещиноватость [5].

Одним из эффективных направлений улучшения качества функциональных ЭП является применение периодических токов. Они позволяют легко и оперативно управлять технологией нанесения гальванических покрытий, упростить составы электролитов, повысить скорость металлизации, снизить количество включаемых примесей и т.д. Положительное влияние периодических токов на физико-химические свойства тонких пленок в первую очередь связано с совершенствованием их структуры [6]. С увеличением частоты и скважности структура покрытия измельчается, становится более плотной. Это позволяет, изменяя электрический режим осаждения, воздействовать и формировать требуемую структуру тонких пленок.

Наиболее перспективным направлением в снижении расхода драгметаллов является замена покрытиями сплавов на их основе. Например, весьма перспективна замена серебра сплавами серебро-сурьма, серебро-палладий, серебро-медь, серебро-вольфрам. Такие покрытия обладают повышенными механическими свойствами (износостойкость в 3-10 раз меньше чем серебряных, а твердость  $350 \text{ кгс/мм}^2$ ), необходимой жаропрочностью и коррозионной стойкостью без заметного снижения электрических характеристик [5].

### *Литература*

1. Груев И.Ю., Матвеев Н.И., Сергеева Н.Г. Электрохимические покрытия изделий радиоэлектронной аппаратуры. – М.: Радио и связь, 1988. – 304с.

2. Yutaka Okinaka and Masao Hoshino, Some recent topics in gold plating for electronics applications, Gold Bulletin, 1998, 31(1), p.p.3-13.

3. O.Bersirova, V.Kublanovsky, The deposition conditions of functional gold coatings for microelectronics// Materials Science (Medjiagotyra), 2004, № 4, p.p. 308-312.

4. O.Bersirova, V.Kublanovsky, V.Emelianov and L.Anufriev, Electrodeposition of Functional Silver Coatings from Borate-Phosphate-Carbonate Baths // Chemija, 2002, №1, p.p. 16 - 21.

5. Мельников П.С. Справочник по гальванопокрытиям в машиностроении. – М.:Машиностроение, 1979.–296с.

6. Костин Н.А., Кублановский В.С., Заблудовский В.А. Импульсный электролиз. Киев: Наук.думка, 1989. – 168с.

## ОБ ОСОБЕННОСТЯХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СПЛАЙН ФУНКЦИЙ В УЧЕБНОМ ПОСОБИИ ОСНОВЫ НАДЕЖНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Стеблянко Павел Алексеевич<sup>1</sup>, Крылова Татьяна Вячеславовна<sup>1</sup>,  
Иващенко Валерий Петрович<sup>2</sup>, Иващенко Лидия Владимировна<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Днепродзержинский государственный технический университет, ул.  
Днепротроевская, 2, Днепродзержинск, 51918, тел. 0569 551552, E-mail  
[steblyanko@rambler.ru](mailto:steblyanko@rambler.ru)

<sup>2</sup>Национальная металлургическая академия Украины, пр.Гагарина, 4, Днепропетровск,  
49635, тел. 056 474256, E-mail [mai@dmeti.dp.ua](mailto:mai@dmeti.dp.ua)

Представленный курс лекций по основам надежности технических систем составлен с учетом основных квалификационных требований, обязательных знаний и навыков, необходимых для подготовки специалистов по неразрушающему контролю и технической диагностике.

Материал лекций посвящен основным расчетным моделям оценки надежности невосстанавливаемых и восстанавливаемых технических объектов. Подчеркнута универсальность предлагаемых моделей, возможность приложения их в различных областях техники.

Поскольку базой основных понятий и моделей надежности являются модели теории вероятностей, недостаточно или не всегда изучаемые студентами, курс лекций содержит приложение с необходимыми сведениями из теории вероятностей и теории аппроксимации функций. В частности особое внимание уделено вопросам приближения функций сплайнами. Рассмотрены конкретные примеры применения для аппроксимации функций кубических сплайнов и напряженных сплайнов, которые позволяют получить соответственно третий и четвертый порядок точности.

Подробную информацию о практических приложениях оценки надежности, обеспечения надежности при эксплуатации объектов и диагностировании технического состояния объектов можно получить на кафедре высшей математики Днепродзержинского государственного технического университета и кафедре информационных технологий и систем Национальной металлургической академии Украины.

## Содержание

<b>Корсун В.И., Михалев А.И., Демченко Д.А.</b> Моделирование транспортной системы ГОК с использованием нечетких сетей Петри.....	3
<b>Кононова О.</b> Численное моделирование течения фибробетонных смесей.....	6
<b>Лившиц М.Ю.</b> Оптимизация переходных режимов технологических установок непрерывного действия.....	8
<b>Постан М.Я., Сторожев В.В.</b> Метод оптимизации параметров транспортных средств в двухмодальной системе доставки груза.....	12
<b>Шахов А.В.</b> Моделирование жизненного цикла технических систем.....	15
<b>Михалев А.И., Калиберда Ю.О.</b> Обеспечение безопасности корпоративных сетей предприятий на основе использования систем искусственного иммунитета.....	18
<b>Деревянко А.И., Евтушенко А.В.</b> Исследование хаотического поведения технических систем с целью повышения их надежности.....	21
<b>Ройзман В. П., Борячок Р.О.</b> Математична модель дослідження гнучкості гермовузла секторної конструкції.....	24
<b>Andrusenko I., Januteniene J., Mickeviciene R.</b> Statistical Analysis of Ship Hull Corrosion Defects.....	28
<b>Михалев А.И., Горб В.Г., Помулев В.В., Белозеров В.Е.</b> Модели формирования металлоструктур конструкционных материалов технических систем на основе 3d перколяционных кластеров.....	32

**Сілін Р.І., Гордєєв А.І.**

Вібраційне обладнання для гідрокавітаційного впливу на склад та властивості

води.....35

**Ройзман В.П., Богорош А.Т.**

Вибрации самолетов с турбовинтовыми двигателями из-за косого

обдува.....37

**Palevicius A., Rinkevičius A., Bubulis A., Zdanavičius J.**

Experimental Investigation of Vibrations of the Waveguide.....39

**Mažeika P., Barzdaitis V., Bogdevičius M., Didžiokas R.**

Reliability of Rotating System With

Gearings.....42

**Enescu M., Banacu J., Popa N.**

The Good Reliability by Equipments and Lubricants

Monitoring.....46

**Сердюк Л.И., Онищенко В.А.**

Повышение надежности и долговечности вибрационной техники с использованием управляемых вибрационных

машин.....50

**Пройдак, Ю.С., Козлов В.П., Власова Т.Е.**

Динамическая модель пространственного длиномерного

гидротранспортного трубопровода в расчетах на сопротивление усталости.....

...54

**Любчик Л.М., Гринберг Г.Л., Костюк О.В.**

Активное гашение вибраций технических систем методами селективно-инвариантного

управления.....57

**Звиадаури В.С., Туманишвили Г.И., Натриашвили Т.М.**

Возникновение пространственных паразитных колебаний и их влияние на рабочие процессы

вибромашин.....61

**Сокол В.М.**

Бесконтактная динамометрия вращающихся роторов (математическая

модель).....65

**Bubulis A., Jonusas R., Jurenas V., Zebelys K.**

Peculiarities of Condition Monitoring in New Enterprises During the Initial Period of Exploitation.....69

**Смирнова Р.С., Закржевский М.В., Щукин И.Т., Евстигнеев В.Ю.**

Хаотические колебания в нелинейных динамических системах: типы хаотических аттракторов, сценарии рождения и многорежимность..... 71

**Муравов С., Воронов С., Богорош А., Бубулис А., Вишняков Н.**

Про современные охлаждаемые и неохлаждаемые фокальные микроболометрические и пирозлектрические матрицы.....75

**Богорош А.Т., Воронов С.А., Ларкин С.Ю., Муравов С.А., Вишняков Е.Н., Мелихов И.В.**

Управляемый синтез самоорганизованных Sige наноструктур на кремниевых подложках внешними физическими факторами.....78

**Богорош А.Т., Воронов С.А., Ларкин С.Ю., Муравов С.А., Вишняков Е.Н., Мелихов И.В.**

Рост дефектов в кремниевых подкладках навигационных приборов..... .82

**Макара В.А., Стебленко Л.П., Васильев М.О., Курилюк А.М., Кобзар Ю.Л., Науменко С.М., Коплак О.В.**

Зміна фізичних властивостей та наноструктури кристалів кремнію під дією слабого магнітного поля.....85

**Калеко Д.М.**

Импульсная дуговая обработка поверхности.....87

**Piven V., Romanenko O.**

To Question of Reliability of Construction of Beads of Quarries and Optimization of Their Characteristics Enhancement.....91

**Żakowska M. Pietraszek J.**

The Use of Blender Programme to Reconstruction 3D Solids of Mechanical Devices With Photo Rendering.....	93
<b>Sikorska S., Pietraszek J</b>	
Photogrammetry in Computer Aided Design for Mechanical Devices With Use of Program Hugin 0.7 Beta 4 to Reconstruction of Photographic Documentation.....	98
<b>Dwornicka R., Pietraszek J.,</b>	
Identification of Function Modelling Hardness on The Surface of Hip Joint Endoprosthesis.....	102
<b>Ройзман В.П., Петрашук С.А., Ковтун И.И.</b>	
Определение физико-механических характеристик полимерных материалов методом идентификации.....	107
<b>Ройзман В.П., Ткачук В.П., Драч І.В., Нікітін О.О.</b>	
Експериментальні дослідження процесу автоматичного балансування ротора з горизонтальною віссю обертання методом швидкісної відеозйомки.....	111
<b>Михалев А.И., Водолазский Ю.А., Козлов В.П.</b>	
Контроль качества металлургической продукции с помощью мультифрактального экспресс-анализа.....	114
<b>Клименко Г.П.</b>	
Якість процесу експлуатації різального інструменту на важких верстатах.....	116
<b>Ковалев В.Д., Васильченко Я.В., Макаркина А.В.,</b>	
Процессно-ориентированный подход к управлению качеством работы адаптивной технологической системы тяжелых станков..	119
<b>Polishchuk S. Z., Shapar A. G.</b>	
To the Question of Reliability Estimation of Technological Systems and Processes on Territories With Man-Caused Damages.....	122
<b>Варбанец Р.А., Ивановский В.Г.</b>	
Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей за счет мониторинга рабочего процесса.....	124

<b>Воронцов Б.С., Чаплинский Д.А.</b>	
Повышение эффективности cad/cam/cae – систем зубчатых передач.....	1
	26
<b>Богданович А.В., Еловой О.М.</b>	
Оценка долговечности силовых систем по критериям локального повреждения.....	12
	8
<b>Туманишвили Г.И., Звиадаури В.С., Челидзе М.А.</b>	
Исследование долговечности гребня колеса и боковой поверхности рельса.....	
	132
<b>Сторожев В.П., Солодовников В.Г.</b>	
Закономерности износа деталей цилиндропоршневой группы малооборотных двигателей.....	137
<b>Бойко А. Ф., Аузиньш Я. П.</b>	
Оценка ресурса рамы вагона-цистерны при многоцикловом нагружении.....	
	139
<b>Goroshko A.</b>	
The Practice of the Applying Acoustic Emission Phenomena for Nondestructive Control and Diagnosing of Welded Joints.....	141
<b>Берсирова О.Л., Кублановский В. С., Емельянов В. А., Ануфриев Л. П.</b>	
Гальванопокрытия драгметаллами для микроэлектроники.....	147
<b>Стеблянко П.А., Крылова Т.В., Иващенко В.П., Иващенко Л.В.</b>	
Об особенностях использования сплайн функций в учебном пособии основы надежности технических систем.....	148

Scientific Edition

**THE IMPROVEMENT OF THE QUALITY,  
RELIABILITY AND LONG USAGE OF TECHNICAL SYSTEMS  
AND TECHNOLOGICAL PROCESSES**

VI International Conference

*December 2-9, 2007, Hurghada, Egypt*

---

Научное издание

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА, НАДЕЖНОСТИ  
И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ  
И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ**

Сборник трудов VI Международной научно-технической конференции

*2–9 декабря 2007 г., Хургада, Египет*

---

Наукове видання

**ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ, НАДІЙНОСТІ І ДОВГОВІЧНОСТІ  
ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ**

Збірник праць VI Міжнародної науково-технічної конференції

*2–9 грудня 2007 р., Хургада (Єгипет)*

(українською, російською та англійською мовами)

---

Відповідальний за випуск: *Ройзман В.П.*

Технічний редактор: *Яремчук В.С.*

Комп'ютерна верстка: *Чопенко О.В., Чабан Т.В.*

Підписано до друку 30.07.2007. Формат 30×42/4

Папір офсетний. Гарнітура Times New Roman

Друк різнографією. Ум. друк. арк. – 10,73. Обл.-вид. арк. – 10,05

Тираж 100. Зам. № 287/12

---

Віддруковано в редакційно-видавничому центрі ХНУ  
29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 7/1