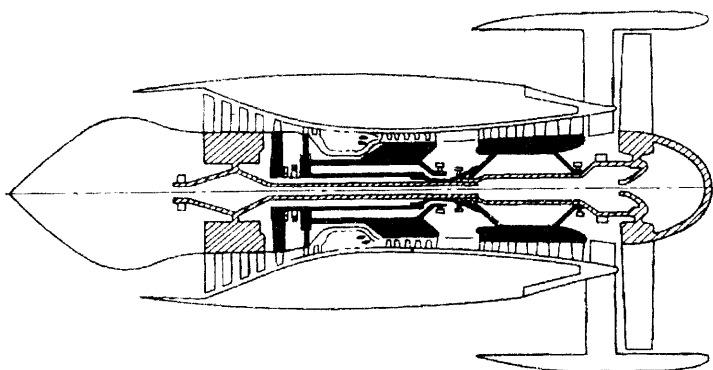


**PROCEEDINGS
III INTERNATIONAL CONFERENCE ON
THE IMPROVEMENT OF THE QUALITY,
RELIABILITY AND LONG USAGE OF
TECHNICAL SYSTEMS AND
TECHNOLOGICAL PROCESSES**

*December 3-10, 2006
Sharm el Sheikh, Egypt*



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

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

*3 – 10 декабря 2006 г.
г. Шарм эль Шейх, 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**

III INTERNATIONAL CONFERENCE

*December 3-10, 2006
Sharm el Sheikh, Egypt*

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

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

*3 – 10 декабря 2006 г.
г. Шарм эль Шейх, Египет*

УДК 61.2+68.1:62.755

Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов: Сборник трудов международной научно-технической конференции, 3 – 10 декабря 2006 г. – Хмельницкий: ХНУ, 2006. – 205 с.

В сборник включены материалы международной конференции «Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов», проведенной в Египте в декабре 2006 г. в г. Шарм-ель-Шейх.

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 ИТoММ. Протокол №6 от 22 ноября 2006 г.

УВАЖАЕМЫЕ УЧАСТНИКИ КОНФЕРЕНЦИИ!

Мы рады в 3-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 Египте – 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 перестроенного 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.

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.

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.

Отличительной особенностью настоящей конференции от предыдущих является появление секции «Правовых и экономических аспектов проблем повышения качества и надежности технических систем и технологических процессов» и 8 докладов, освещающих эту важную проблему.

Действительно, если задачей технических наук является изыскание научно-технических методов создания высококачественных и надежных систем и технологий их производства, то задачей правовых и экономических наук является отыскание таких управленческих, правовых, экономических условий, которые бы максимально способствовали реализации новых технических решений, поскольку последние легко могут быть скомпрометированы при неразумных законах или плохой организации, управлении, или неправильной налоговой политике.

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 Шарм эль Шейх и Соль Верджицию!

Сопредседатели:



д.т.н., проф.
Силин Р.И.



д.т.н., проф.
Ройзман В.П.

Президент Национального
Совета Украины
по Машиноведению

Председатель Хмельницкой
областной организации Союза
научных и инженерных
объединений Украины

г. Шарм эль Шейх, декабрь 2006 г.

НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ, ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ПРАВОВЫЕ АСПЕКТЫ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА, НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ.

*Силин Р.И. Хмельницкий национальный университет, ул. Институтская, 11, г.
Хмельницкий, 29016, Украина*

Наука всегда определяла прогресс развития человечества, изучая неизведанное, неясное и обеспечивая открытия, изобретения, совершенствование жизни и деятельности. Научные достижения позволяли создавать и внедрять новую технику с целью улучшения продукции и повышения производительности труда. Наука изменяла мировоззрения людей, обуславливая культуру в широком смысле этого слова.

Вся история человечества – это борьба за выживание и накопление знаний в различных областях. Познание начиналось с изучения окружающей среды, наблюдения и обобщения различных явлений и фактов. Другими словами проходил сбор информации. Информация о происходящих изменениях, развитии, новых открытиях и изобретениях сегодня доступна всем. Необходимо только тщательно анализировать открытую информацию. Затем изучались взаимосвязи и взаимозависимости между отдельными явлениями, устанавливались количественные зависимости. Это был этап накопления собственно знаний. На основании знаний формировалась высшая форма интеллекта человека – мудрость. По определению Р.Л. Аккоффа «Мудрость является способностью видеть далеко идущую последовательность текущих действий, согласим пожертвовать краткосрочными целями для отдаленных выгод, и способностью контролировать то, что возможно, и не беспокоиться о не поддающемся контролю». Поэтому сущность мудрости касается будущего. Таким образом, мудрость позволяет выбирать верный путь дальнейшего совершенствования.

По мере развития человечества и связанным с этим усложнением задач возникла необходимость объединения людей в научные и творческие коллективы. Век одиночек прошел. Сегодня решения сложных задач осуществляются коллективами. Это объясняется различием видения каждым человеком одного и того же явления и процесса. Каждый находится в различном пространственно-временном

пространстве и имеет свою систему восприятия. Кроме того, углубление знаний каждым человеком приводит к сужению области знаний. Другими словами, чем более глубоко знает данный вопрос человек, тем этот вопрос становится более узким и специфическим.

Это привело к раздроблению знаний, возникновению отдельных отраслей. Но ведь природа едина и поэтому исследования и работа на стыках отраслей сегодня более эффективны. Отсюда приоритетность создания многофункциональных и многоотраслевых коллективов. Но тогда возникает задача управления таким коллективом. Конечно, должен быть хороший умелый компетентный руководитель.

Однако для руководства коллективом мало личных качеств руководителя. Необходим комплекс экономических и правовых факторов. Правильно построенная экономическая политика группы или объединения позволит обеспечить оснащение осуществляемых работ, налаживание сотрудничества с другими группами, освободит участников разработки от повседневных забот, которые будут отвлекать участников от работы, исследовать полезность проводимой работы и её востребованность, намечать и осуществлять поисковые работы. Отношения внутри и вне группы должны осуществляться на основе правовых актов, которые должны предусматривать экономическую эффективность, необходимость проводимой работы для окружения, безопасность, как самой группы, так и внешнего окружения. При этом и экономические и правовые вопросы должны регулироваться в самой группе на основании существующих законов и правил.

Крупные производственные объединения и исследовательские организации сегодня, при стремительном развитии науки и техники, имеют малую производственную мобильность. Это привело к возникновению малых предприятий и исследовательских групп. Однако, условия работы последних и возможности обеспечения новейшим оборудованием и использования передовых технологий из-за недостаточного капитала оказываются весьма затруднительными. Сегодня во всем мире развивается кластерная модель трудовой деятельности, позволяющая объединить близкие и однородные организации для повышения эффективности их работы.

Изложенные соображения позволили нам расширить тематику наших международных конференций. Мы полагаем, что обсуждение широкого круга работ расширит наше понимание взаимодействия ученых и это принесет пользу всем участникам и их коллективам, позволит внести коррективы в организацию и направления работ. Наш мир расширяется и становится всё более сложным. Подтверждением

тому являются организационные преобразования международной организации ИТoММ , (под эгидой которой проводится наша конференция) которая была создана как федерация в области теории механизмов и машин, а сегодня трансформировалась в мощную организацию по машиноведению.

МОДЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ЖИЗНЕННЫХ ЦИКЛОВ ОБЩЕСИСТЕМНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

Дилигенский Н. В., Ефимов А. П., Самарский государственный технический университет, Россия, 443110, г. Самара, ул. Молодогвардейская 244, тел. 332-42-34, usat@samgtu.ru

Фундаментальные показатели качества – устойчивость и надежность работы, долговечность, эффективность использования ресурсов - формализуют наиболее общие, общесистемные характеристики и свойства технических систем и технологических процессов. В течение жизненного цикла производства они также, как сами системы и процессы, претерпевают коренные, эволюционные изменения.

Конструируется агрегированная модель протекания эволюционных процессов жизненного цикла технических систем. В основу построения концептуальной модели в соответствии с фундаментальными положениями универсального эволюционизма Н.Моисеева [1] положены описание конкурентного взаимодействия двух антагонистических факторов: наследственности – преемственности, стабильности протекания – и изменчивости - тенденций к развитию, совершенствованию – и формализация функционирования механизма отбора компонент факторов будущего развития процессов.[2]

Наследственность, преемственность признаков описывается моделью функционирования отрицательной обратной связи (ООС), отвечающей компенсационному принципу Ле-Шателье равновесной термодинамики. Последний порождает механизм саморегулирования, стабилизирует ситуацию, уменьшает многообразие состояний. В соответствии с вторым законом термодинамики саморегулирование приводит к увеличению энтропии, к упорядоченному протеканию процессов, к нивелированию, сглаживанию структур.

Изменчивость формализуется моделью механизма положительной обратной связи (ПОС). Этот механизм приводит к процессам, происходящим вдали от равновесия, за пределом устойчивой термодинамической ветви. Такие процессы соответствуют нелинейной неравновесной термодинамике Пригожина и характеризуются ростом многообразия, появлением новых свойств и структурных качеств. Процессы идут с уменьшением энтропии, являются принципиально нестабильными и характеризуются непредсказуемостью и неустойчивостью, как общесистемными свойствами. В качестве конструктивной реализации модели ПОС используется производственная функция типа Кобба – Дугласа, учитывающая научно-технический прогресс.

На основе взаимодействия механизмов ООС и ПОС построена системная модель эволюции протекания процессов жизненного цикла. Модель имеет форму нелинейного дифференциального уравнения и асимптотически описывает, в соответствии с принципом разделения движения, процессы как в быстром, так и в медленном времени. Решение задачи проводится методами теории возмущений и численными подходами с введением дискретного времени.

Взаимодействие двух механизмов ООС и ПОС в зависимости от соотношений их интенсивностей приводит к разным временным траекториям жизненных циклов. На основе изложенной концептуальной модели изучены различные сценарии образования жизненных циклов, сформулированы общесистемные показатели эффективности. Надежность рассматривается как обеспечение устойчивости протекания процессов и формализуется первым показателем Ляпунова, характеризующим численно степень экспоненциальной сходимости траекторий процесса в быстром времени. Долговечность характеризуется длительностью траекторий всего жизненного цикла технической системы в медленном времени. Системная технико-экономическая эффективность производственного процесса, в целом, характеризуется предельными производительностями используемых ресурсов.

Первая фаза подъема цикла соответствует ситуации, когда цели роста системной эффективности производственного цикла полностью совпадают с целями обеспечения стабильности протекания процессов. Эта фаза характеризуется устойчивыми, однонаправленными процессами наиболее быстрого, постоянного роста показателей эффективности. Поведение временных траекторий отвечает фазовым портретам типа «устойчивый узел». Окончание фазы подъема

характеризуется состоянием «сверхустойчивости». При этом происходит структурная перестройка протекания цикла.

В следующей, второй фазе – совершенствования - цели развития не полностью совпадают с целями стабильности. В этой фазе протекают сходящиеся, колебательные процессы разрешения последовательных компромиссов между стремлением к противоположным целям, приводящие в итоге к повышению общей эффективности цикла, но более медленными темпами, чем в первой фазе. Характер процессов отвечает фазовым портретам типа «устойчивый фокус». Вторая фаза заканчивается потерей устойчивости и возникновением бифуркации – прекращением однозначного характера протекания цикла.

Третья фаза - зрелость жизненного цикла - характеризуется постоянным появлением и разрешением компромиссов между тенденциями стабильности и изменчивости. Фаза состоит из этапов устойчивых, саморегулируемых процессов, чередующихся с локальными неустойчивостями – бифуркациями. Фазовыми портретами процессов являются простые и кратные периодические предельные циклы с бесконечным множеством возможных конечных состояний. По мере протекания этой фазы возрастает неустойчивость процессов саморегулирования и жизненный цикл, в целом, перестает быть детерминированным.

В четвертой фазе жизненного цикла – старения – протекают стохастические, непредсказуемые процессы типа «детерминированного хаоса». Фазовые портреты таких процессов отвечают странным фрактальным аттракторам типа Лоренца. В зависимости от малейших возмущений состояния процессов могут изменяться непрогнозируемым образом. В конце этой фазы жизненный цикл заканчивается, прекращает свое существование. Многообразие траекторий гибели цикла в этой фазе отвечает универсальному сценарию хаотизации явлений Фейгенбаума.

В целом, в фазах жизненного цикла зависимости разных частных показателей качества – устойчивости, долговечности, производительности - как от времени, так и от управляющих воздействий носят существенно различный, как правило, противоречивый характер. Для выбора наилучших условий функционирования технических систем и технологических установок необходимо проведение многокритериальной оптимизации характеристик [1].

Литература

1. Дилигенский Н.В., Дымова Л.Г., Севастьянов П.В. Нечеткое моделирование и многокритериальная оптимизация производственных систем в условиях неопределенности: технология, экономика, экология., Москва «Машиностроение-1», 2004, 336 с.
2. Дилигенский Н.В., Ефимов А.П. Системное моделирование базовых закономерностей жизненного цикла изделий. Труды всероссийской, с международным участием, научно-технической конференции «Теплофизические и технологические аспекты управления качеством в машиностроении», Тольятти 2005 г., с. 25-26.

УДК 621.512.004.17

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ ТА ВИБІР СТРАТЕГІЇ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ ГАЗОМОТОКОМПРЕСОРІВ МК-8М НА ОСНОВІ АНАЛІЗУ АВС

*Копей Б.В.¹, Бобошко Ю.О.², Костів В.В.³, Міщук Т.В.¹
(ІФНТУНГ¹, Карпатська, 15, Івано-Франківськ, 76019, т.(03422)40534,
koreyub@nimg.edu.ua
ДК „Укрзавидобування”², Богородчанське відділення управління ПЗГ³)*

Основою правильної експлуатації газомотокомпресорів (ГМК) є планове забезпечення їх регламентними технічними обслуговуванням та ремонтом, які б включали або зводили до мінімуму можливість раптових відмов та вимушених простоїв компресора [1-3].

Для оцінки надійності та розробки стратегії технічного обслуговування та ремонтів ГМК проведено аналіз АВС на основі закону Парето статистичних даних по відмовах, зібраних на Богородчанському виробничому управлінні підземного зберігання газу (БВУПЗГ) за 1990-2005рр.

Аналіз АВС полягає в:

- структуризації вузлів обладнання за статичними даними частоти їх відмов та тривалістю ремонтних робіт;
- в розробці структурного робочого і ремонтного циклу обладнання з врахуванням розташування його вузлів у зонах складності А, В, С, де зона А - ремонтні роботи найбільшої тривалості і складності; зона В - ремонтні роботи середньої тривалості і складності; зона С - ремонтні роботи мінімальної складності з незначними витратами часу.

За результатами складених даних по відмовах вузлів ГМК, зведених в таблицях 1-4, побудовано криву АВС (рис. 1) та отримано зони А, В та С.

Згідно рисунку 1 отримано наступні результати групування відмов по зонах:

- зона А: 35,2% відмов, що становить 80% сукупності тривалості ремонтів;
- зона В: 11,2% відмов, що становить 18,45% сукупності тривалості ремонтів;
- зона С: 53,6% відмов, що становить 1,55% сукупності тривалості ремонтів.

Тривалість безвідмовної роботи для кожної зони визначається за формулою:

$$T_i = t/n_i, \text{ год,}$$

де t - період досліджуваного відрізка часу ($t = 61316$ год);

n_i - кількість відмов, що відповідають певній зоні складності, яка становить:

$$T_A = 296 \text{ год, } T_B = 742,5 \text{ год, } T_C = 135 \text{ год.}$$

Структура ремонтного циклу ГМК, що використовуються на Богородчанському ПЗГ, має вигляд:

$$K - [(3TO - PR)4 - 3TO - CP]5 - K,$$

де TO - технічне обслуговування; PR - поточний ремонт;

CP - середній ремонт; K - капітальний ремонт.

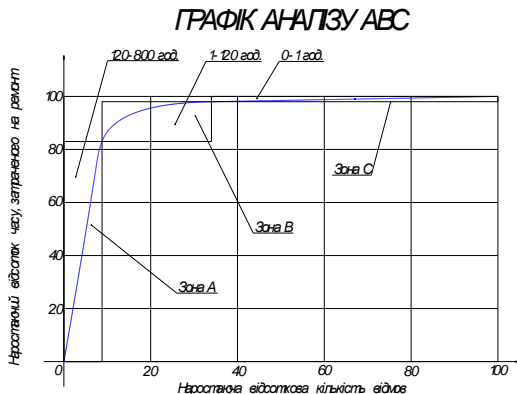


Рис. 1. Крива відмов газомотокомпресора, побудована на основі аналізу АВС

Тривалість кожного виду ремонту: $T_{TO} = 40$ год; $T_{PR} = 125$ год; $T_{CP} = 500$ год;

$T_K = 2000$ год.

Наробітки до першого ТО і між $TO_{ii} = 500$ год до $PP_i = 2000$ год;
до $CP_1 = 10000$ год; до $K_i = 50000$ год.

Таблиця 1 – Групування відмов за складністю

Причина відмови	Зона	Кількість відмов, %	Тривалість ліквідації відмов, %	Інтервал тривалості ремонту, год.	Наробіток між відмовам, год.
Несправність турбокомпресора	А	111	58	60-800	496588
Задир підшипника					
Несправність пресмаслянки		6,2	14,5	60-120	
Несправність регулятора обертів		3,5	2,6	1-10	
Тріщина в силовій головці		5,2	3,6	30-120	
Несправність силового циліндра		9,3	1,2	10-60	
Всього:		35,2	80	1-800	
Несправність пускового клапана	В	11,2	18,45	0,5-10	295368
Несправність газовпускнуго клапана					
Несправність компресорного циліндра					
Задир втулки компресорного циліндра					
Несправність системи запалювання	С	53,6	1,55	0-0,5	24718
Відмова свічок запалювання					

Аналізуючи отримані значення та порівнюючи їх з структурою ремонтного циклу, яка використовується в Богородчанському ПЗГ, слід відзначити, що вона має недолік, оскільки не враховує середній час між відмовами по зонах складності А, В та С.

Таблиця 2 – Середня тривалість ремонту вузлів ГМК МК-8М

Умовний номер вузла*	1	2	3	4	5	6	12	7	8	9	11	10
Кількість відмов	14	6	12	7	10	18	86	4	7	7	18	4
Тривалість ліквідації всіх відмов, год	2410	2210	1136	206	286	965	25,9	2,3	5,8	14,8	9,7	563
Середня тривалість ремонту, год	172,14	368,33	94,7	29,4	28,6	53,6	0,3	0,58	0,83	2,1	0,54	140

*Найменування вузлів вказано в таблиці 1

Таблиця 3 – Характеристика витрат часу на ремонт вузлів ГМК

МК-8М

Інтервал тривалості і ремонту, год	Кількість відмов з вказаною тривалістю ремонту	Наростаюча кількість відмов	Наростаюча відсоткова кількість відмов, %	Тривалість ліквідації відмов, год	Наростаючий час на ліквідацію відмов, год	Наростаючий відсоток часу, затраченого на ремонт, %
250-800	9	9	4,7	5122	569	7,3
120-240	8	17	8,8	1397	6519	83
60-120	11	28	14,5	890	7409	94,6
30-60	4	32	16,6	179	7588	96,8
10-30	5	37	19	60	7648	97,6
5-10	15	52	26,9	89	7737	98,8
1-5	14	66	35,2	35	7772	99,2
0,5-1	18	84	43,5	13,5	7785,5	99,3
0-0,5	109	193	100	49,04	7834,54	100

Таблиця 4 - Наробітки вузлів і деталей газомотокомпресора МК-8М

Вузол	Наробітки між відмовами t, год
Несправність турбокомпресора	336, 360, 504, 576, 768, 864, 1464, 1728, 1968, 2232, 2808, 3936, 4752, 8016
Задир підшипника	1056, 1848, 8136, 15600, 36504, 66480
Несправність пресмаслянки	24, 264, 288, 504, 600, 1176, 2136, 3604, 5304, 7752, 8280, 24576
Несправність регулятора обертів	840, 1032, 1608, 1728, 5568, 15552, 16104
Тріщина силової головки	216, 432, 1248, 1776, 2328, 5136, 9960, 10032, 25512, 70032
Несправність силового циліндра	24, 48, 168, 192, 240, 312, 384, 1056, 1152, 1368, 1728, 3480, 4800, 5784, 7320, 24384, 27864, 32736
Несправність пускового клапана	288, 8472, 23496, 25872
Несправність газовпускового клапана	24, 864, 888, 7632, 20160, 23496
Несправність компресорного циліндра	72, 168, 240, 3888, 4944, 62880
Задир втулки компресорного циліндра	4800, 25656, 36504, 45024

Отримані результати можуть лягти в основу розробки заходів з підвищення надійності газомотокомпресорів.

Література

1. Копей Б.В., Бучинський М.Я., Палиця Є.І. Оцінка надійності та вибір стратегій технічного обслуговування газомотокомпресорів 10ГК на основі аналізу АВС. Розвідка і розробка нафтових і газових родовищ. Серія: Розробка н/г родовищ, №36(том 3), 1999, с. 218-222.
2. Копей Б.В., Крижанівський Є.І., Бобошко Ю.О. Оптимізація проектів дотискних компресорних станцій. Матеріали 3-ей Международной конференции «Динамика роторных машин и вибрационных процессов», 12-19 декабря 2004г., г. Хургада, (Египет), с.47-56.
3. Храпач Г. К. Надёжность работы поршневых газоперекачивающих агрегатов. – М.: Недра, 1978. – 192 с.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА УПРАВЛЕНИЯ ЗАМЕДЛИТЕЛЯМИ ТОРМОЗНОЙ ПОЗИЦИИ СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКИ

*Жуковицкий Игорь Владимирович
Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта
имени академика В.Лазаряна (ДИИТ)
49005, Украина, г. Днепропетровск, ул. Академика Лазаряна, 2,
т.(0562) 33-19-10, e-mail: ivzhuk@diit.edu.ua*

На сортировочных станциях железнодорожного транспорта для регулирования скорости скатывания группы вагонов (отцепов) с сортировочной горки используют специальные тормозные устройства - замедлители. Одни из наиболее распространенных типов замедлителей - нажимные, которые представляют собой металлические тормозные балки длиной до 12м, сжимающие колеса вагона под воздействием пневмо- или гидросистемы. Группа из 2-х, 3-х замедлителей образует тормозную позицию (ТП). Управление тормозной позицией осуществляется человеком-оператором, а в автоматизированных горочных системах - специальным автоматическим регулятором. В последнее время такие регуляторы строятся на базе управляющей ЭВМ. Техническая структура такой системы управления торможением отцепами приведена на рис.1.

Участок тормозной позиции (рис.1) оборудован вагонозамедлителями (В31 и В32). Для управления замедлителями используется цифровой регулятор на базе управляющей микроЭВМ.

Измерение скорости отцепа производится одним или двумя радиолокационными скоростемерами РЛС1 и РЛС2. Фиксация моментов входа и выхода отцепа из ТП, подсчет количества осей отцепа, находящихся на ТП, производится точечными путевыми датчиками ПД1, ПД2, ПД3, а также рельсовыми цепями РЦ1 и РЦ2.

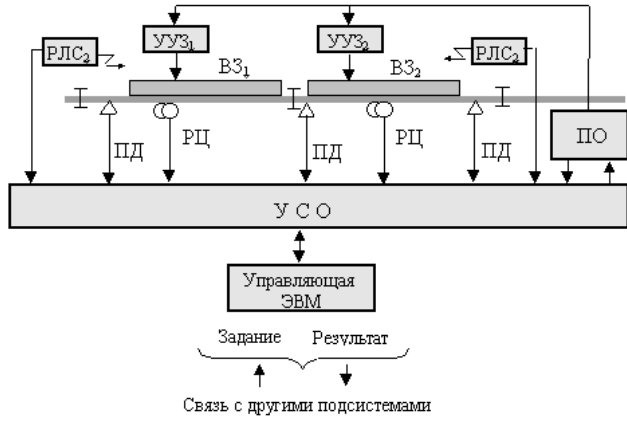


Рис.1. Техническая структура участка тормозной позиции

Управление замедлителями производится через пульт оператора, на который выводится информация о ходе торможения. Сигналы с пульта оператора поступают на устройства управления замедлителями УУЗ1 и УУЗ2, которые обеспечивают включение замедлителей на выбранную ступень торможения.

Связь напольного оборудования, а также пульта оператора с микроЭВМ осуществляется через устройства связи с объектом (УСО).

МикроЭВМ регулятора связана с другими подсистемами, принимает от них информацию о заданной скорости выхода из ТП, рекомендуемом режиме торможения и передает другим подсистемам информацию о результатах торможения. Функциональная схема цифровой САУ с таким регулятором показана на рис.2.

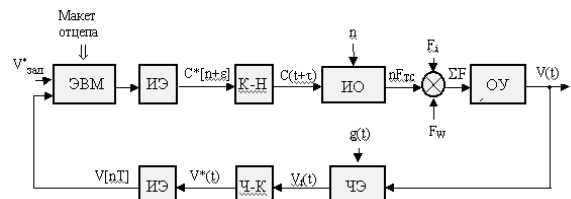


Рис.2. Функциональная схема цифровой САУ замедлителями ТП

Объектом управления здесь является отцеп. Измеряемой координатой – скорость отцепа $V(t)$. Другие координаты пространства состояния – путь S и замедление a могут быть получены путем обработки измеренного значения $V(t)$. При этом следует учитывать аддитивную помеху $g(t)$. Сигнал $V_f(t)$ преобразован в цифровой код (преобразователь частота-код – ЧК) и проквантован импульсным элементом ИЭ, на выходе которого получен сигнал $V[nT]$, где T – период квантования. Этот сигнал обрабатывается ЭВМ, которая должна иметь сведения о заданной скорости выхода и о макете данного отцепа (длина, вес, количество осей и т. д.). В результате обработки на выходе ЭВМ со смещением (время цифровой обработки) появляется цифровой код ступени торможения $c^*[nT + \tau_u]$, который преобразуется в непрерывную величину $c(t + \tau_u)$, поступающую на управляющий вход исполнительного органа (замедлителя). Выходной величиной исполнительного органа будет тормозное усилие nF_{mc} , воздействующее на n осей отцепа. Кроме этого усилия на отцеп воздействуют усилия, возникающие от основного ходового сопротивления, от влияния среды, ветра – F_w и скатывающая сила (действие уклона пути I) – F_l .

Период квантования T целесообразно выбирать из условия: изменение скорости за время T должно быть меньше допустимой ошибки регулирования ε , т.е.: $a_{max} T < \varepsilon$, где a_{max} – максимально возможное замедление отцепа в замедлителе. Ограничения снизу:

$$T \gg T_{дон}, \quad (2)$$

где $T_{дон}$ – характерное значение периода доплеровских импульсов на выходе РИС (это ограничение позволяет считать величину V_f непрерывной).

Исследования показывают, что с достаточной степенью точности движение отцепа при его торможении замедлителем может быть описано дифференциальным уравнением движения отцепа:

$$m \frac{d^2 S}{dt^2} = \sum_i F_i(t), \quad (3)$$

где m – масса отцепа, $F_i(t)$ – силы, действующие на отцеп, которые нелинейно зависят от профиля пути S , наличия стрелок, кривых, замедлителей, скорости самого отцепа. Зависимость (3), кроме того, является недетерминированной.

Сам замедлитель при некоторых допущениях можно представить в виде конечного автомата (рис.3). Состояние такого автомата называется ступенью торможения. Переход из одного состояния в другое производится под воздействием управляющего сигнала $u \in U$.

Примем допущение, что $U=(u_0, u_1, u_2)$, где u_1 – управляющее воздействие, не приводящее к смене состояния, а u_0 и u_2 – управляющие воздействия, переводящие замедлитель на соседнюю ступень торможения. Переход замедлителя из одного состояния в другое происходит в течение определённого времени (переходной процесс). Таким образом, автоматное представление замедлителя возможно лишь при допущении, что в течение времени переходного процесса на замедлитель не будут подаваться управляющие воздействия, т.е.:

$$\Delta t_u > t_{kl,k2}, \quad (4)$$

где Δt_u – интервал между подачами команд управления; $t_{kl,k2}$ – время переходного процесса в замедлителе при переключении от $k1$ -й ступени торможения к $k2$ -й.

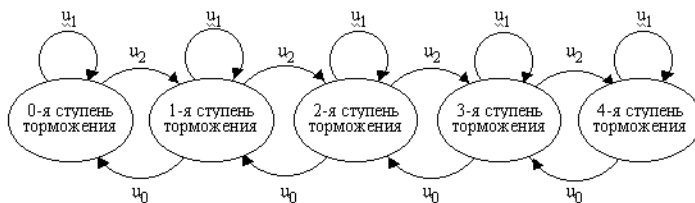


Рис.3. Диаграмма состояний замедлителя

Анализ структурной схемы показывает, что данная ЦАС является стохастической, существенно нелинейной системой с изменяющейся структурой, переменными параметрами и запаздыванием, что делает задачу обеспечения заданной точности весьма сложной. Предлагается метод параметрической оптимизации процесса управления, основанный на методе динамического программирования в стохастической постановке. В качестве критерия оптимальности $e \square$ принят \square минимум среднеквадратичного отклонения \square_v фактической скорости V_ϕ выхода отцепы из тормозной позиции от заданной $V_{зад}$.

Под параметрами настройки САУ будем понимать определение поверхностей $V_{cp}^h(S, P)$ и $V_{cp}^e(S, P)$, которые разделяют пространство допустимых состояний $\Omega_{доп}$ на три непересекающиеся области, внутри каждой из которых выбирается соответствующее этой области управление. Так как выбор управляющего воздействия возможен лишь при дискретных значениях давления в цилиндрах замедлителя P соответствующих k -й ступени торможения, то на вышеупомянутых

поверхностях достаточно будет найти лишь уравнения кривых $V_{zpk}^H(S)$ и $V_{zpk}^G(S)$. При этом, условие выбора управляющего воздействия в процессе управления запишется следующим образом:

$$u(V, S, P_k) = \begin{cases} u_0 & \text{если } V < V_{zpk}^H(S), \\ u_1 & \text{если } V_{zpk}^H(S) \leq V \leq V_{zpk}^G(S), \\ u_2 & \text{если } V > V_{zpk}^G(S). \end{cases}$$

В процессе поиска оптимальных параметров настройки регулятора найдены области пространства состояния, внутри которых результат управления (значение целевой функции) почти не зависит выбора управляющего воздействия. Такую область, внутри которой ошибка управления (целевая функция) меньше некоторого наперед заданного значения при нескольких значениях управляющего воздействия (в частном случае – при любом управляющем воздействии) назовём «областью размытого управления». Таким образом, «размываются» и линии переключения.

Для целей управления целесообразно задавать линии переключения, проходящие в районе середины областей «размытости». Так как при этом ошибки аппроксимации найденных точек полиномами будут находиться внутри области «размытости», то они мало повлияют на результат регулирования. По этой же причине уменьшается влияние ошибок идентификации координат отцепа (V, S).

Предложенный метод был проверен, как на имитационной модели, так и на реальном объекте (система APC, внедренная на станции Пермь-сортировочная).

METODYKA ALGORYTMU SYMULACJI KOMPUTEROWEJ INTELIGENTNYCH PLANOW DOŚWIADCZEŃ

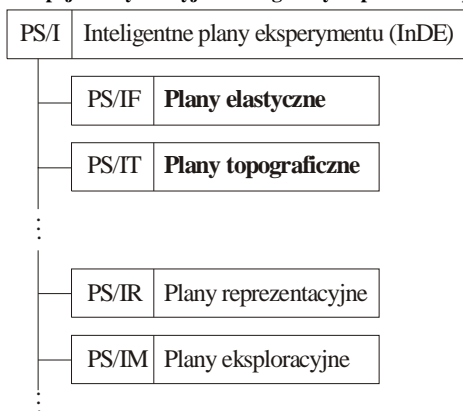
Renata Dwornicka
*Politechnika Krakowska; Al. Jana Pawła II 37, 31- 864 Krakow, e-
mail:dwornick@mech.pk.edu.pl*

Podstawowym problemem występującym w zastosowaniach teorii eksperymentu i planow doświadczeń pierwszej generacji (1GD) (rys. 1) jest konieczność dostosowania warunkow realizacji eksperymentu do wyznaczonego teoretycznie planu doświadczenia. Wszystko tu podporządkowane jest jednemu tylko celowi: zapewnieniu dobrej aproksymacji.

Powstająca obecnie druga generacja planów doświadczeń (2GD) (rys. 1) tzw. inteligentne plany doświadczeń odwraca diametralnie sytuację: badacz generuje plan doświadczenia dostosowany do warunków realizowanego eksperymentu. Zastosowanie nowych inteligentnych planów doświadczeń - tzw. *planów drugiej generacji* (2GD) powinno przynieść potencjalnie istotne efekty w badaniach empirycznych w stosunku do dotychczasowych planów pierwszej generacji (1GD). Zwłaszcza, że tzw. elastyczne – topograficzne plany umożliwiają badania wielkości topograficznych tj. wielkości, których wartości zależą bezpośrednio od miejsca na określonej powierzchni.

Obecnie prowadzona jest praca, której celem jest opracowanie metody wyznaczania rozkładów przestrzennych wartości wielkości topograficznych w połączeniu z weryfikacją ich homogeniczności przy użyciu nowych tzw. *elastycznych planów doświadczeń*. Dla weryfikacji zostaną przeprowadzone badania planem klasycznym (1GD), następnie planem inteligentnym (2GD). Plan kompletny zostanie zastosowany tylko w przypadku potrzeby ustalenia funkcji rzeczywistej rozkładu mikrotworzości na powierzchni endoprotezy, która została wybrana na obiekt badań.

Rys. 1. Koncepcje klasyfikacyjne inteligentnych planów eksperymentu



Podstawowym celem symulacji komputerowej jest ocena ogólnej metody wyznaczania rozkładów przestrzennych i weryfikacji homogeniczności wielkości topograficznych. Symulacja ta zostanie przeprowadzona z zastosowaniem testowych funkcji modelujących rozkład wielkości topograficznych. Realizowana ona będzie wg przyjętego planu:

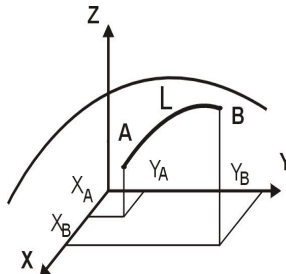
1. Modelowanie geometryczne powierzchni obiektu badań homogeniczności topograficznej.

2. Generowanie populacji elastycznych-topograficznych planów doświadczeń.
3. Optymalizacja planu topograficznego.
4. Aproxymacja numeryczna/neuronowa testowej funkcji topograficznej $z = F(x_1, x_2, x_3)$

Powierznią badań warstwy wierzchniej (rys. 2) jest zbiór wszystkich punktów przestrzeni, których współrzędne (x, y, z) spełniają założone równanie powierzchni:

$$z = f(x, y) - \text{postać jawna} \quad (1.1)$$

$$F(x, y, z) = 0 - \text{postać uwikłana} \quad (1.2)$$



Rys. 2. Powierzchnia badań

Przyjmując, że badaną powierzchnią będzie powierzchnia półkuli określona funkcją:

$$z = \sqrt{R^2 - x^2 - y^2} \quad (1.3)$$

Dane: powierzchnia $z = F(x, y)$ i punkty $A[x_A, y_A]$ i $B[x_B, y_B]$ dla, której obszar adekwatności (figura na płaszczyźnie spełniająca określoną relację niezależnych współrzędnych (x, y) , czyli tzw. warunek adekwatności) przyjmuje postać:

$$x^2 + y^2 \leq R^2 \quad (1.4)$$

możemy przejść do generowania planów doświadczeń.

Generowanie na obszarze adekwatnym znanych par x i y odbywa się w sposób zdeterminowany lub drogą losową. Zdeterminowane generowanie planów doświadczeń polega na przyjęciu typowych układów np. planu rotalnego i sprawdzeniu warunku adekwatności dla $i = 2$ ($x_i = x, y_i = y$):

$$w(x, y) \leq 0 \quad (1.5)$$

Wzór ten w szczególności dla kuli przyjmuje postać:

$$x^2 + y^2 - R^2 \leq 0 \quad (1.6)$$

W przypadku, gdy warunek adekwatności jest spełniony nastąpi wyznaczenie wartości aproksymującej funkcji obiektu badań z (funkcji topograficznej powierzchni badań).

Losowe generowanie populacji planów doświadczeń polega na losowym wyborze par (x, y) a następnie akceptacji tych, które spełniają warunek adekwatności. Dla zatwierdzonych par wyznacza się aproksymującą funkcję obiektu badań z (funkcję topograficznej powierzchni badań). Mając funkcję aproksymującą przechodzimy do utworzenia planów topograficznych, generujących punkty, dla których zostaną sprawdzone wartości funkcji aproksymującej i porównanie ich z wartościami funkcji testowej. Powstaje pytanie, jakie mają być kryteria oceniające i który z tych planów doświadczeń wybrać. Proponuje się by uwzględnić tu właściwą dla analizy skupień odległość od najbliższego sąsiada.

Po utworzeniu planu topograficznego przejdziemy do wyznaczenia funkcji topograficznej warstwy wierzchniej, która określa zależność wielkości charakteryzujących warstwę wierzchnią od położenia na powierzchni badań tj. powierzchni wyrobu o badanej mikrotwardości; krótko topografii:

$$W_p = F_w(x, y, z) \quad p = (1, 2, \dots) \quad (1.7)$$

gdzie: W_p – wielkości charakteryzujące warstwę wierzchnią,

x, y, z – współrzędne powierzchni badań.

czyli w przypadku mikrotwardości:

$$\mu HV = F_w(x, y, z) \quad (1.8)$$

Wyznaczenie funkcji topograficznej jest konieczne do stosowania procedury optymalizacyjnej. Wyznaczona funkcja będzie następnie wykorzystywana do dalszego określania zależności między mikrotwardością badanego obiektu a jego własnościami użytkowymi.

Istniejące już wersje programów generujących inteligentne plany elastyczne, umożliwiają one testowanie ich przydatności do badań empirycznych. Testowanie takie polega na przyjęciu jako funkcji obiektu badań, znanej funkcji testowej np. Schaffera, Golden-Price'a lub Rosenbrocka/De Jonga. Sprawdzając efekty aproksymacji funkcją obiektu badań utworzoną przy zastosowaniu testowego planu eksperymentu do funkcji testowej możemy wyciągnąć wnioski o przydatności planu eksperymentu. Jako funkcje testowe możemy również stosować tzw. stochastyczne (animacyjne) funkcje testowe. Do tych funkcji zaliczana jest funkcja o nazwie guma do żucia (chewing gum) (rys. 3). Jest ona bardzo przydatna w badaniach symulacyjnych sprawdzających plany eksperymentu

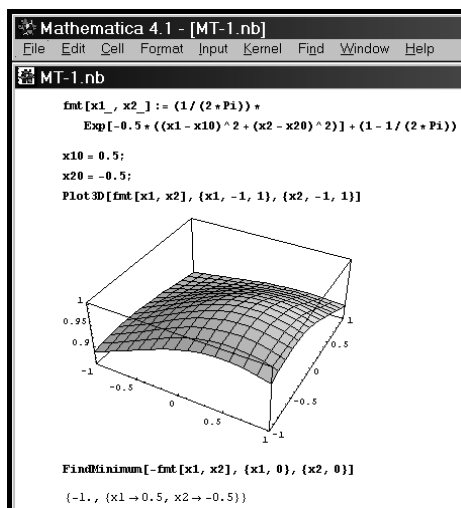
ze względu na jej wieloparametrowość i możliwość normowania. Bazuje na tzw. funkcjach własnych oscylatora harmonicznego, które stanowią iloczyny wielomianów ortogonalnych Hermite'a i rozkładów Gaussa, oraz uwzględnia dowolną liczbę wielkości wejściowych x_1, x_2, \dots, x_i i wielkości stałych $\sigma_0, n_1, n_2, \dots, n_i$, modyfikujących jej postać. Funkcję tą oznaczamy $G_{[n_1, \dots, n_i]}(x_1, \dots, x_i)$.

Innym przykładem stochastycznej funkcji testującej jest funkcja ruchomy cel (moving target) (rys. 3) o postaci:

Testowanie tej funkcji polega na generowaniu losowym parametrów x_{10} i x_{20} . Dla tak wygenerowanych parametrów maksimum funkcji

$$z = \frac{1}{2\pi} \exp \left\{ -0.5 \left[(x_1 - x_{10})^2 + (x_2 - x_{20})^2 \right] \right\} - \frac{1}{2\pi} + 1 \quad (1.9)$$

$$z_{\max} = 1; \quad x_{1opt} = x_{10}, x_{2opt} = x_{20}$$



Rys. 3. Funkcja testowa ruchomy cel (Moving Target)

przyjmuje przypadkowe wartości na powierzchni kwadratu ($x_{10} \in [-1, 1], x_{20} \in [-1, 1]$). W ten sposób możemy otrzymać serię różnych postaci funkcji (statystyczna próbka losowa), o różnym położeniu maksimum. Następnie porównuje się całościowo adekwatność wyznaczonej funkcji aproksymującej, względnie tylko wartość maksimum (z_{\max}) i

odpowiadające mu wartości optymalne (x_{1opt} i x_{2opt}). Adekwatność aproksymującej funkcji obiektu badań do funkcji testowej pozwala na stwierdzenie o poprawności planu.

Celem ogólnym symulacji komputerowej jest walidacja, w sensie potwierdzenia prawdziwości, postawionej hipotezy badawczej. Bardziej szczegółowo celem symulacji komputerowej jest potwierdzenie na drodze „eksperymentu numerycznego” możliwości generowania planów topograficznych.

Bibliografia

1. Morecki A., Ramotowski W.: *Biomechanika tom 5, Problemy biocybernetyki i inżynierii biomedycznej*, ed. Maciej Nałęcz, Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, W-wa 1990.
2. Polański Z.: *Planowanie doświadczeń w technice*, PWN, Warszawa 1984.
3. Gatnar E.: *Nieparametryczna metoda dyskryminacji i regresji*; WN PWN, W-wa 2001.
4. Myers R., Montgomery D.: *Response Surface Methodology*; Wiley, 1995.

THE CRITERION OF HOMOGENEITY FOR SPACE FILLING EXPERIMENTAL DESIGN

Jacek Pietraszek

*Cracow University of Technology, PL-13-864 Krakow, 37 Jana Pawla II,
pmpietra@mech.pk.edu.pl*

1. INTRODUCTION

Design of experiment is well-known statistical methodology for technological process approximation. The ISO code 3534-3 was published to standardize these statistical and industrial receipts. Two-level fractional designs, composite designs, mixture designs and Taguchi robust designs are the most important approaches [1,2,3]. The mathematical and interpretation complexity is the most important difficult blocking wide spread of this methodology in industry environment. A small part of mentioned techniques was implemented, especially as a "black box" receipts without deeper understanding. Software companies released many software packages focused on computational aspects without deeper advisory e.g. [4,5,6,7].

Unfortunately, almost all of mentioned approaches assumed regular and rather sparse grid of design's cases. It may be onerous condition in some industrial context. There are already some receipts, especially for

mixtures where mixture proportions must sum to a constant. A ternary graph is well known approach to this assumptions (Fig.1).

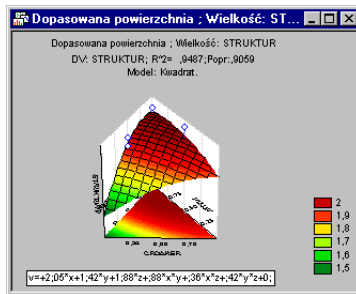


Fig.1. An example of response surface over ternary graph

A researcher not satisfied with regular grid proposals has to compose his own experimental design. It is very difficult to satisfy all statistical requirements: variable independence, orthogonality of design matrix etc. In most cases industrial researcher is under stress of time and budget, and demands of directors also. He takes the simplest variant: all available measurements without taking into considerations any mathematical and statistical assumptions. He applies simple one-formula polynomial approximation to his data and as a result he receives numerical junks.

This situation is very often observed in factories where SPC systems were deployed. The big amount of data is produced by automatic systems and explored with methodology valid for small amounts. Industrial researchers often ignore multi-modal character of dependency, apply invalid models and make invalid inference.

This situation is very undesirable because it violates trustworthy to statistical methodology and inference methods.

2. AUGMENTING OF EXPERIMENTAL DESIGN

This undesirable situation may be avoided by multi-modal approximation e.g. multi-dimensional splines or artificial neural network, especially with radial basis function.

In 2002 author proposed to augment experimental design [8]. New cases were added in corners of Voronoi's polygon [9] surrounded around old cases. On Fig.2. is presented sequence of augmentation.

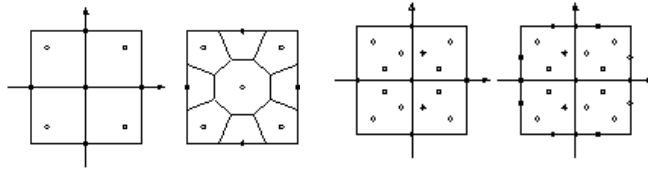


Fig.2. Two factors composite design and its augmentation

The result of the augmentation was a great improve of approximation quality measured in terms of RMS error (Fig.3).

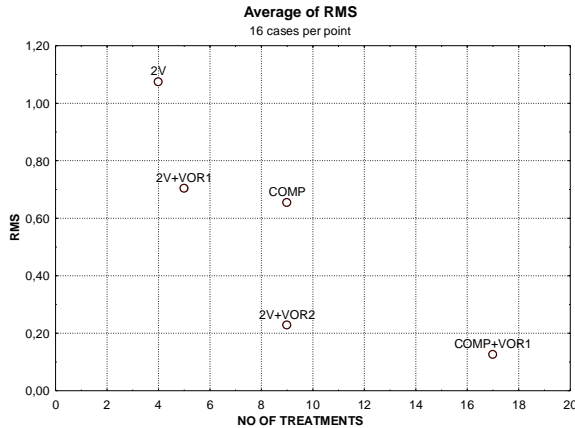


Fig.3. RMS error in sequence of experimental design augmentation

The improving of approximation is visible on the plot, but author in 2002 had no concept, how to forecast the quality of augmented design. It is necessary if it would be applied in industry environment with sharp budget and time requirements.

3. MEASURE OF HOMOGENEITY

Author proposes to introduce a measure for homogeneity of design's cases based on average distance from neighbours. It provides straightforward to Voronoi's tessellation [10]. Composite design is absolutely homogenous: all distances to neighbours are equal 1. Augmented design has three groups of average distances (Tab.1).

Tab.1. Average distance to neighbours and standard deviation

Name	Number of cases	Mean	Standard deviation
Star points and kernel	8	0,771	0,229
Augmentation	8	0,490	0,062
Center point	1	0,541	0,000

It is very difficult to decide if the differences between means are significant. The population of mentioned distances are enough big to apply one-way ANOVA. The name of cases' groups constitute a predicator and distances in the group constitute dependent variable. The average distances are presented on Fig.4.

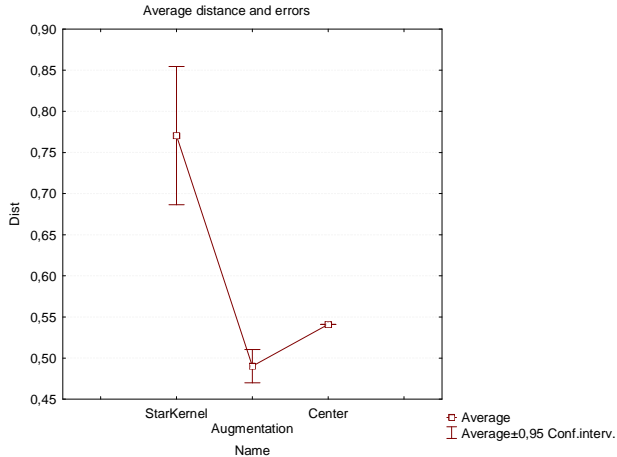


Fig.4. Average distances in cases' groups

The result of ANOVA (Tab.2) answers that differences between distances to neighbours are significant i.e. the augmented design can not be treated as homogenous.

Tab.2. The results of one-way ANOVA for distances in groups of cases

	SS	dof	MS	F	p
Intercept	17,90964	1	17,90964	749,3630	0,000000
Name	1,43596	2	0,71798	30,0412	0,000000
Error	1,84029	77	0,02390		

4. CONCLUSIONS

Author proposed introduction of experimental design's homogeneity criterion based on average distance to neighbours classified by Voronoi's polygons. This criterion was applied to composite design augmented by corners of Voronoi's polygons.

References

1. R.L. Mason, R.F Gunst, J.L. Hess: *Statistical Design and Analysis of Experiments*. Wiley, New York, 1989.

2. R.H. Myers, D.C. Montgomery: *Response Surface Methodology. Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. Wiley, New York, 1995.
3. D.C. Montgomery: *Design and Analysis of Experiments*. Wiley, New York, 1997.
4. StatSoft, Inc. (2001). STATISTICA (data analysis software system), version 6. www.statsoft.com.
5. StatPoint, Inc. (2006). Statgraphics Centurion XV. version 15. www.statgraphics.com.
6. Air Academy Associates (2005). DOE Pro XL. www.airacad.com.
7. Minitab, Inc. (2006) MINITAB Release 14.20.0 Statistical Software. www.minitab.com
8. J.Pietraszek: Response Surface Methodology at Irregular Grids Based on Voronoi Scheme with Neural Network Approximator. In: L.Rutkowski, J.Kacprzyk [eds]: *Neural Networks and Soft Computing. Proc. of the Sixth Intl. Conf. on Neural Networks and Soft Computing, Zakopane, Poland, June 11-15,2002*, pp.250-255. Springer Physica-Verlag, 2002.
9. Voronoi, G., A New Applications of the Continuous Pa-rameters in the Theory of Quadratic Forms, *The Research of Parallel Primitives*, J. Reine. angew. Math., 134, 1908 (in French).

УДК 622.24: 621.603.29

ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ РЕМОНТУ РЕДУКТОРІВ ШТАНГОВИХ СВЕРДЛОВИННИХ НАСОСНИХ УСТАНОВОК

*Копей Б.В.¹, Стефанишин О.І.², Данилюк М.О.¹
(ІФНТУНГ¹, Карпатська,15, Івано-Франківськ, 76019, e-mail: koreyb@nung.edu.ua
ЦБВО ВАТ „Укрнафта”², вул.Шевченка, 77-а.м. Борислав, Львівської обл.,79760)*

Покращення економічного стану машинобудівних підприємств України неможливо без покращення якості, конкурентоспроможності продукції і зниження її собівартості. Надійність і безпечна експлуатація обладнання на всіх етапах його життєвого циклу в першу чергу залежить від якості виготовлення даного виробу.

Вирішення проблеми якості – це значний резерв підвищення ефективності виробництва. Кожна вимушена зупинка машини внаслідок пошкодження окремих елементів або зниження технічних характеристик нижче допустимого рівня, як правило спричиняє великі матеріальні збитки, а іноді може мати катастрофічні наслідки.

Проблема якості комплексна, потребує вирішення у сферах виробництва, ремонту, а також експлуатації машини.

Методи і можливості підвищення якості виготовлення і ремонту редукторів штангових свердловинних насосних установок (ШСНУ) надто різноманітні і пов'язані з наступними етапами: виготовлення, ремонт і експлуатація обладнання.

Для здійснення якісного виготовлення редукторів штангових свердловинних насосних установок потрібно мати комплект відповідної документації, відповідне обладнання і технічне оснащення, метрологічне і кадрове забезпечення, а також відповідний контроль якості на всіх етапах виготовлення обладнання.

Здійснення якісного ремонту в значній мірі відрізняється від реалізації якісного виготовлення обладнання.

Протягом 2005 року нами був проведений аналіз причин неякісного ремонту. Найбільш суттєвими причинами є порушення технологічної системи контролю, відсутність системи контролю якості, недостатнє метрологічне забезпечення, а також кадрова проблема. Співвідношення причин неякісного ремонту відображені на рис. 1. Переважно ремонт проводиться в невеликих цехах або майстернях, де існує ряд проблем, які впливають на якість ремонту:

1 Приймання обладнання в ремонт.

Часто обладнання в ремонт надходить неуккомплектоване, а також без відпо-відної документації. Це не дає змоги проконтролювати, в яких умовах облад-нання працювало і зробити повний аналіз, які деталі більше зносилися і чому.

2 Документація.

В майстернях та цехах по ремонту редукторів не завжди є повний комплект креслень, на яких повинні бути вказані допуски на розміри, які визначають взаємне розташування деталей, а також особливі вимоги до складання редуктора.

На кресленнях повинні бути всі проекції і розрізи, необхідні для повного розуміння конструкції вузлів редуктора, який складають. Більшість креслень на редуктор робиться із деталей обладнання, яке надійшло в ремонт. Деталі вже певний час відпрацювали і розміри не відповідають дійсним розмірам, тому важко вгадати допуски в спряженнях.

В комплект документації на ремонт редуктора обов'язково повинні входити технологічний маршрут капітального ремонту редуктора, а також схема техно-логічного процесу капітального ремонту редуктора в залежності від методу ремонту. В такій документації вказується послідовність проведення операцій, а також проведення певного виду контролю згідно проведеного виду операції.

Типову схему технологічного процесу капітального ремонту редуктора індиві-дуальним методом запропоновано на рис. 2.

Під час виготовлення деталей для проведення ремонту редуктора потрібно



Рис. 1. Співвідношення причин неякісного ремонту

користуватися операційними і маршрутними картами, в яких повинні бути вибрані оптимальні режими для швидкого і якісного виготовлення деталей.

Важливим етапом при ремонті редуктора є розбирання обладнання. Від якісного розбирання в деякій мірі залежить якість ремонту обладнання, а також вартість ремонту. Часто із деталей, які знаходяться в sprzęженні одна або декілька деталей можуть бути непридатними. В цьому випадку такі деталі акуратно видаляють, щоб не пошкодити інші деталі, які придатні до подальшої експлуатації. При цьому доцільно користуватися технологічними маршрутами розбирання редуктора або схемою розбирання.

В умовах ринкової економіки, для того, щоб продукція користувалась по-питом і мала збут, вона повинна бути сертифікована. Основним документом для проведення сертифікації продукції є "Настанова з якості". Цей документ являє собою сукупність заходів методів і засобів, які забезпечують скоординовані дії органів управління для досягнення головної мети. Функціонування системи якості забезпечується:

- персоналом, який компетентний, кваліфікований і достатньо навчений для проведення ремонту, а також для контролювання процесів, які відбуваються під час ремонту, обробки і оформлення отриманих результатів
- наявністю нормативної і технічної документації, що регламентує вимоги до продукції, комплектації, методів випробувань, засобів вимірювальної техніки і порядку їхнього використання

- наявністю робочих приміщень, необхідного випробувального обладнання, засобів виміральної техніки та інших технічних засобів, що дозволяють проводити ремонт в повній послідовності до чинних нормативних документів

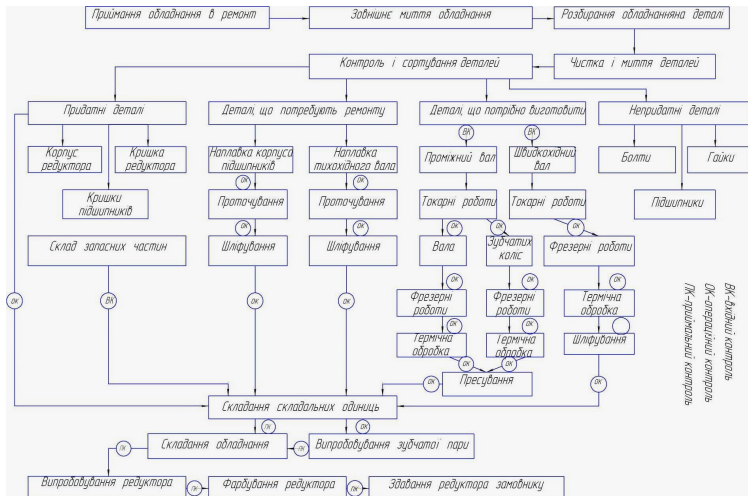


Рис. 2 – Схема технологічного процесу ремонту редукторів

- організаційною структурою, що забезпечує управління процесами ремонту на якісному рівні, чіткого визначення меж відповідальності персоналу задіяного в процесі.

Відповідно до специфіки підприємства розробляється схема взаємодії процесів системи управління якістю при капітальному ремонті редукторів (рис.3). З дотриманням схеми взаємодії всі процеси відбуваються вчасно і скоординовано.

3 Технологічна система контролю

На даний час значно порушена технологічна система контролю. При технологічному контролі складальних креслень потрібно перевірити чи є всі необхідні для процесу складання відомості, які забезпечують правильність складання з'єднань. При технологічному контролі креслень деталей перевірити відповідність матеріалу, термічної обробки, відповідної твердості та інше. Під час ремонту, в тому числі і при виготовленні деталей постійнику потрібно проводити контроль за виконанням технологічних процесів.

4 Система контролю якості.

Одною з важливих причин неякісного ремонту є низький рівень системи контролю якості. Потрібно проводити контроль якості на

кожному етапі ремонту редуктора: приймання в ремонт, дефектування, виконання технологічних процесів виготовлення деталей для проведення ремонту редуктора, виконання технологічного процесу складання редуктора, в тому числі дотримання технологічної схеми складання, обкатування і випробовування. Не менш важливим є вхідний контроль матеріалів для виготовлення деталей, а також вхідний контроль закуплених комплектуючих деталей для ремонту редуктора.

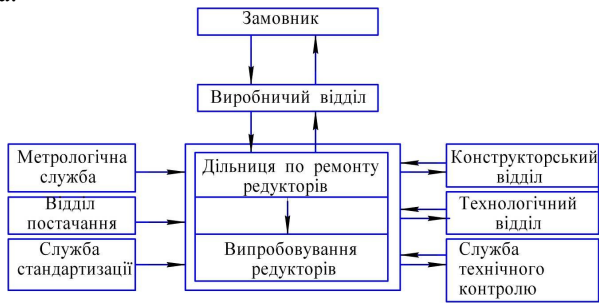


Рис.3. Взаємодії процесів системи управління якістю при капітальному ремонті редукторів.

Застосування і дотримання вимог вище наведеної документації дасть змогу якісно і швидко виконувати ремонт обладнання.

5 Метрологічне забезпечення.

Метрологічне забезпечення в даний час залежить від можливостей підприємства, але в першу чергу якість проведеного ремонту знаходиться в прямій залежності від метрологічного забезпечення. В малих майстернях або цехах метрологічне забезпечення на досить низькому рівні. Для контролю токарних, фрезерних та шліфувальних робіт при виготовленні деталей для ремонту редуктора потрібно штангенциркуль, мікрометр, різьбоміри або різьбові калібри для контролю нарізання зубчатих валів – нормалемір, також для нарізання зубчатих коліс з евольвентним зубом – евольвентомір. Балансування зубчастих валів проводиться за допомогою спеціального пристосування або верстату для балансування. Контроль радіального биття зубчатого вінця проводити биттеміром або на центрових стійках з індикаторним пристроєм. Для вимірювання міжцентрової відстані зубчастої передачі використовують штихмас, для вимірювання паралельності валів – рівень, для визначення бокового зазору між зубами – набір щупів. При пресуванні, а також випробовуванні нагріваються підшипники. Для запобігання їх перегріву потрібно використовувати термопару або

термоолівець. Для відповідальних різьбових з'єднань силу затягування контролюють динамометричними або граничними ключами.

6 Кадрове забезпечення.

На будь-якому підприємстві або в майстерні потрібно постійно підвищувати кваліфікацію як робітників, так і інженерних працівників, відправляти у відрядження на інші підприємства для обміну досвідом. Потрібно проводити підготовку, перепідготовку і атестацію кадрів, контроль і стимулювання технологічної дисципліни.

7 Технічне обслуговування.

Для цього, щоб редуктор надійно і безвідмовно працював протягом року на час гарантії, потрібно проводити вчасно і якісно технічне обслуговування.

Для підтримання обладнання в робочому стані на об'єктах експлуатації повинна забезпечуватися система технічного обслуговування. Потрібно слідкувати за виконанням правил експлуатації обладнання, вказаних в технічних умовах та паспортах на обладнання.

Технічне обслуговування редукторів складається в основному із систематичного дотримання термінів змащування вузлів і в своєчасній заміні відпрацьованого масла. Також до технічного обслуговування відноситься усунення нещільностей в системі змащування. Заміна масла звичайно проводиться через 6 місяців, а доливання масла – в залежності від його рівня, який необхідно контролювати кожної зміни.

На даний час підприємства мають зношений парк обладнання, а засобів для його заміни і модернізації у них недостатньо. Тому підвищення його надійності і безпечної експлуатації є актуальною задачею. Необхідно оцінювати та подовжувати залишковий ресурс обладнання та економити засоби при проведенні ремонтів. Значне зниження затрат на технічне обслуговування об'єктів і підвищення ефективності їх експлуатації можна забезпечити шляхом створення на підприємстві системи моніторингу, діагностики об'єктів і організацію їх ремонтів згідно технічного стану, а також шляхом оптимізації режимів його роботи і удосконалення ненадійних вузлів.

Література

1. Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин. – К.: Либідь, 2003.
2. Раабен А.А., Шевалдин Н.Х., Максудов Н.Х. Монтаж и ремонт бурового и нефтепромыслового оборудования.-М.:Недра, 1980.
3. ДСТУ ISO 9004-2001 Системи управління якістю. Настанови щодо поліпшення діяльності.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА СБОРКИ ПРЕЦИЗИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПОВ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ

*Николаев Вадим Александрович, Штриков Борис Леонидович, Самарский
государственный технический университет, г.Самара, ул.Молодогвардейская 244,
Главный корпус, тел.:(846)242-38-92, 337-03-34,
E-mail: fpkp@samgtu.ru*

Отличительной особенностью машиностроения в настоящее время и на длительную перспективу является постоянный и значительный рост требований к качеству изделий.

С позиций технологии машиностроения изделие – это структурированное множество сборочных единиц (СЕ) и деталей, монтаж которых в изделии осуществляется посредством соединения деталей при совмещении базирующих модулей поверхностей (МПБ). Совмещая МПБ получаем модуль соединения (МС). Совмещение МПБ физически реализуется путём сообщения соединяемым деталям и СЕ управляемых движений технологических и вспомогательных переходов.

В обеспечении качества изделий сборочные процессы часто играют решающую роль, т.к. именно при сборке между рабочими поверхностями изделия создаются с требуемой точностью пространственные размерные и механические связи, при помощи которых изделие при эксплуатации выполняет своё служебное назначение.

Важнейшей для сборочных процессов является их способность препятствовать образованию отклонений показателей точности МС и изделий в целом. Эти отклонения должны быть ограничены до требуемых значений в каждой из реализаций процесса при действии особых и обычных причин изменчивости. Активное противодействие причинам изменчивости сборочного процесса с целью не только сокращения рассеяния отклонений показателей точности МС, но и центрирования этих отклонений относительно целевых значений является главным отличительным признаком такой технологии. В технологических сборочных системах (ТСС) целенаправленное противодействие изменчивости должно выполняться автоматически без непосредственного участия человека.

Если рассеяние не сокращать в ходе процесса, оно приобретает способность в неограниченной степени отрицательно влиять на данный процесс. Следствием является всё возрастающее рассеяние на последующих этапах процесса. Возрастает число неприемлемых или требующих переделки МС и изделий. Происходит не только ухудшение процесса, но и увеличиваются затраты. Сокращение рассеяния означает сокращение расточительства в производстве. Методика SPC ISO/TS 16949:2002 предлагает использовать для оценки способности процесса препятствовать возникновению рассеяния индексы воспроизводимости процессов C^P и C^{PK} .

Широко известная технология программно-управляемой сборки традиционно в качестве главной цели процесса рассматривает надёжное и быстрое совмещение МПБ деталей. Все поступающие на сборку детали считаются гарантированно «годными». Эта идеализация процесса соединения деталей получила название - «задача о вставлении жёсткого стержня в отверстие». Реальные детали являются сложными пространственными объектами, имеющими отклонения: размеров, относительного положения, геометрической формы поверхностей и механических свойств материала (твёрдость, временное сопротивление, предел текучести и др.). Выполнение сборочного процесса без учёта состояния деталей, оборудования и среды приводит к тому, что при сборке прецизионных соединений до 30% МС собранных из «годных» деталей не соответствуют предъявляемым требованиям и направляются на демонтаж и повторную сборку. Необходима новая целевая функция сборочного процесса, обеспечивающая активное формирование контактных связей между МПБ.

Традиционные методы управления, включая и адаптивное управление, не в состоянии решить задачу обеспечения качества сборки прецизионных соединений. Следующие характерные особенности сборочных процессов следует принимать во внимание при синтезе управления. Во-первых, при сборке всегда проявляется влияние факторов, которые не могут быть устранены или компенсированы путём настройки и последующей поднастройки технологической сборочной системы (ТСС) на заданный уровень качества. Погрешности изготовления, поступающих на сборку деталей, погрешности исходного положения деталей в загрузочно-накопительных устройствах, погрешности воспроизведения программных движений из-за изменения конфигурации и взаимного положения звеньев исполнительных механизмов можно рассматривать как источники физической неопределённости. Во-вторых, в реальных

производственных условиях, возможно появление деталей с грубыми ошибками геометрии и локальными дефектами поверхностей (заусенцы, забоины, задиры и т.п.). Не исключено попадание в стыки МПБ деталей стружки, отходов материалов. Часто встречающейся, является некомплектность МС, когда одна из деталей в силу различных причин не поступает на сборку. Это приводит к обстановкам, единственным решением для которых является защита от повреждения и сохранение работоспособности ТСС. В-третьих, при формировании контактных связей между МПБ происходит существенное изменение внешней нагрузки как по скорости, так и по кратности. Выполнение цилиндрических с зазором, продольно-прессовых, резьбовых и вальцовочных соединений сопровождается изменением осевых сил и крутящих моментов на разных участках траекторий движения от 10-и до 1000 раз за короткий (1-2 с) промежуток времени. Кинематические (координаты, скорости, ускорения) и силовые (силы, моменты сил) параметры существенно влияют на кинетику процесса формирования контактных связей.

Источники физической неопределённости создают различные обстановки, для которых необходимо принятие тех или иных решений. Каждую обстановку и соответствующее ей решение принято называть ситуацией. Перечень ситуаций возникающих в ТСС в связи с неопределённостью достаточно широк. Это значительно затрудняет, а в большинстве случаев вообще не позволяет использовать для сборочных операций управление по программе. Эффективной технологией в условиях неопределённости, когда возможны непредсказуемые изменения структуры и параметров быстродействующих объектов управления, является технология основанная на знаниях. Такое управление получило название ситуационного. Практическая реализация ситуационного управления предполагает наличие базы знаний: о задачах и свойствах движений технологических и вспомогательных переходов; пространственных размерных и механических связях и их преобразованиях; механизмах образования отклонений показателей точности СЕ; способах получения информации о состоянии процесса; методах воздействия на процесс для достижения требуемых числовых характеристик рассеяния; особенностях и конструктивно-технологических характеристиках исполнительных устройств и механизмов ТСС.

На рис.1 показана функциональная схема системы управления интеллектуальным мехатронным модулем (ИММ) воспроизведения движения пуансона при сборке прецизионных прессовых соединений.

Для процессов сборки особое значение приобретает не исполнительный, а тактический уровень управления – планирование и реализация целесообразных действий, включая: классификацию и параметризацию обстановок и решений, принятие решений о возможности реализации процесса, выбор рационального способа выполнения операции, формирование последовательности необходимых действий, оперативная структурно-параметрическая коррекция или модификация функциональных движений с учётом состояния ТСС.

Классификация и параметризация обстановок возможна на основе методов и средств внутриоперационного контроля за параметрами движений соединяемых деталей и инструмента. Теоретически решение, принимаемое при переходе из одного класса обстановки в другой, а также в пределах одного класса, можно рассматривать как переключение условных задач движения, целей, программ и алгоритмов управления. Конструктивно систему управления можно представить состоящей из отдельных блоков, которые в зависимости от обстановки переключаются в разных комбинациях. Тогда каждому классу обстановки должна соответствовать некоторая элементарная система управления и решение состоит в установлении необходимости подключить ту или иную из систем. В элементарную систему входят все устройства, необходимые для управления, начиная от средств получения информации и кончая управляющими органами.

Сборка прецизионных соединений на основе рассмотренных принципов обладает следующими преимуществами:

- возможно использование любого из пяти известных методов достижения точности в каждой из реализаций сборочной операции для наиболее экономичного решения технологической задачи в сложившейся обстановке;
- обеспечивается предупреждение, а не обнаружение получения МС с отклонениями показателей точности, выходящими за установленные пределы;
- осуществляется компенсация зарождающихся, а не накопленных погрешностей;
- малая чувствительность показателей точности МС к погрешностям изготовления, поступающих на сборку деталей, и другим погрешностям ТСС;
- способность технологии к саморегулированию; стандартизации всех узлов, элементов и интерфейсов, что обеспечит высокую надёжность функционирования и снизит затраты на автоматизацию;
- возможность применения в гибких производственных системах.

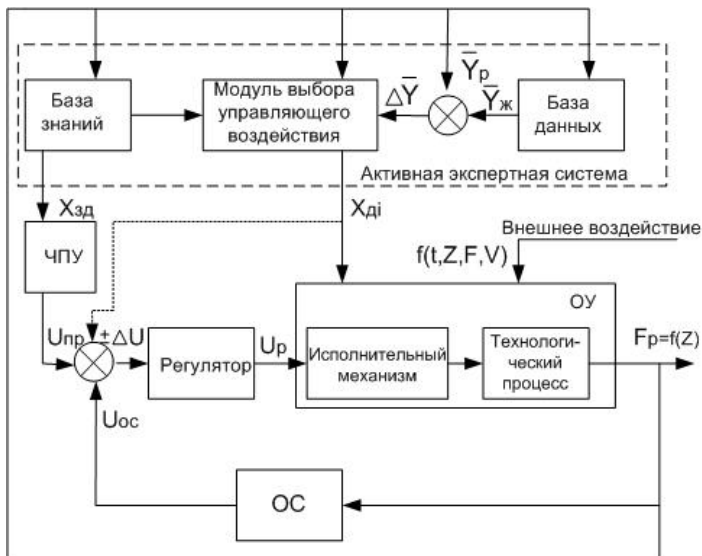


Рис. 1. Функциональная схема системы управления

Рассматриваются структурные схемы и конструктивные особенности ИММ для выполнения резьбовых, прессовых и вальцовочных соединений в составе мехатронной сборочной системы типа сборочный центр. Приводятся технические характеристики ИММ и результаты их промышленной эксплуатации при сборке изделий электрооборудования автомобилей.

ПОВЫШЕНИЕ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ В БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦАХ

Чижик Евгений Федорович ООО «НПП Механобр-полимет» Украина, 49028, г.

Днепропетровск, пл. Ленина, 1 тел./факс 1038(056)7911762, e-mail:

polymet@mail.dnopr.net

Алексеев Валерий Николаевич ОАО «Покровский рудник» Россия, 675000, г.

Благовещенск, ул. Амурская, 225 тел./факс 416 2 39 44 87 E-mail: amur-blg@pokrmine.ru

Актуальность процессов измельчения в барабанных рудоизмельчительных мельницах с каждым годом возрастает по причинам:

- отсутствия в ближайшие 30 лет других высокопроизводительных способов измельчения руд;
- повсеместное снижение содержания минералов в исходных рудах с преобладанием мелковкрапленности;
- значительного увеличения объемов измельчения для насыщения рынка продуктами обогащения;
- необходимости ведения более тонкого измельчения до класса 20 микрон и ниже, вплоть до наночастиц.

Как это не звучит парадоксально, однако одним из более надежных путей увеличения производительности шаровых мельниц как по питанию, так и готовому классу, является использование резиновых футеровок.

Высокая износостойкость резин в гидроабразивной среде определяется способностью к большим обратным деформациям с сохранением прочности при сжатии и растяжении. Наиболее важным свойством резин является их эластичность. При ударе абразивной частицы о резину последняя сжимается, увеличивается площадь контакта, что приводит к резкому снижению контактных нагрузок и предотвращению повреждений. Кроме этого, эластичность резин способствует рассеиванию энергии удара и упругому восстановлению размеров и формы при кратковременных деформациях.

Согласно гипотезе Риттингера вновь образованная удельная поверхность ΔS при измельчении пропорциональна затраченной удельной работе A . Увеличение выхода готового класса при резиновых футеровках может быть объяснено перераспределением энергии, затраченной на выполнение работы измельчения. Независимо от применяемого материала футеровки энергетические затраты на измельчение элементарного объема руды и износ шара на единицу веса остаются величинами постоянными.

Также остается постоянной и энергия единичного шара, которая зависит только от высоты его подъема. Следовательно, энергия шара расходуется на выполнение работы измельчения, износа самого шара и футеровки. Но резиновые футеровки вследствие высоких эластичных свойств обладают способностью к большим обратимым деформациям, поэтому часть энергии шара будет затрачиваться на выполнение работы деформации, вследствие которой создается вибрация шаровой загрузки. Следовательно, энергия обратной деформации выполнит дополнительную работу измельчения.

Наиболее широкое распространение имеют резиновые футеровки конструкции «плита-лифтер». Как показывает длительный опыт эксплуатации, лифтер всегда изнашивается более интенсивно, по

сравнению с плитой. Поэтому требуется две-три замены лифтеров, прежде чем износится плита. Эта конструкция снижает производительность мельниц по питанию, требует дополнительных материальных затрат по замене лифтеров, что приводит к потере объемов измельчения руды из-за остановок на ремонты.

Исходя из вышеизложенного, конструкция резиновой футеровки должна обладать конструкционным демпфированием для снижения напряжений в момент деформаций от ударов. Одним из таких решений является насыщение рабочей поверхности металлическими элементами, например, шарами или завулканизированными специальными металлическими вставками. Такая футеровка создана, представляет собой набор плит трапецеидальной формы, образующих волну. В конструкции нет лифтеров, набор состоит только из плит высотой 130-200 мм, получивший на практике название «бегущая волна».

Одновременно конструкция должна максимально использовать эластичные свойства резин как для снижения напряжений внутри материала, так и содействии интенсификация процесса измельчения.

Созданная резиновая футеровка «бегущая волна» с эффектом самофутерования рабочей поверхности шарами 40 мм позволяет увеличить производительность шаровых мельниц не только по готовому классу, но и по питанию. При этом до 15-20% снижается расход шаров и до 10-15% процентов снижается удельный расход электроэнергии. Кроме этого процесс измельчения, без ухудшения технологических показателей, может осуществляться при меньшем количестве шаров.

Очевидно, настало время уточнить традиционные понятия режима движения измельчающих тел и всей внутримельничной загрузки. Тем более что в свое время подобная необходимость возникла по законам Ньютона и появился первый закон термодинамики, затем второй. Так что исторически прецедент для аналогии пересмотра традиций имеется.

О невозможности существования установившихся каскадного, смешанного или водопадного режимов движения свидетельствует отсутствие постоянства в токовой нагрузке на электродвигателе привода. Токовые колебания в единицу времени (минуту) достигают значительного количества, как по величине, так и по частоте.

Фактически при вращении барабанной мельницы состояние шаровой загрузки (внутримельничной среды) по отношению к горизонтальной оси постоянно изменяется от наклонного $70 - 75^{\circ}$ в сторону вращения до $10-12^{\circ}$ в противоположную. Нестабильно и

движение шаров, так как они находятся во взаимосвязи с рудой различной крупности, наличии воды (т.е. пульпы), да и сами шары в общей массе различного размера. Все это в целом свидетельствует о том, что измельчение в барабанных мельницах представляет сложнейший динамический процесс, усугубленный при использовании резиновых футеровок.

В основу механики измельчения и движения внутримельничной загрузки при резиновых футеровках заложено следующее:

1. Внутримельничную загрузку следует рассматривать как некоторый аналог сыпучей среды, т.е. как некоторое компактное структурное образование (сегмент), имеющее определенную геометрическую форму и состоящее из ансамбля частиц различной крупности и пульпы. Двухфазное структурное образование обладает динамически равновесием и на определенном коротком промежутке времени имеет устойчивый характер. Таким образом, сегмент загрузки следует рассматривать как открытую термодинамическую систему, имеющую большие отклонения параметров от равновесного состояния, нелинейность основных характеристик и кооперативное поведение подсистем, т.е. поведение постоянно возникающих и исчезающих новых пространственно-временных структур. Такие структуры будут возникать в результате влияния целого ряда взаимосвязанных между собой факторов: турбулентного движения пульпы; скольжения загрузки относительно футеровки; большой диссипации энергии потока; поворотной асимметрии движения барабана в результате его прогиба, несимметричного распределения загрузки по объему, несовершенства конструкции привода и т.д.

2. Во вращающемся барабане стохастическое движение внутримельничной загрузки имеет сложный иерархический порядок распределения частиц по крупности: большие куски измельчаемого материала и металлические шары находятся преимущественно в верхней части сегмента, на границе раздела фаз загрузка-футеровка находится своеобразная пульсирующая с мощным турбулентным движением гидроподушка в виде пульпы с большим содержанием твердых частиц. Такую гидроподушку можно рассматривать как некоторое «третье тело», как полифазную среду, состоящую из пульпы, частиц измельчаемого материала различной крупности, частиц износа резины и изношенных шаров малого диаметра.

3. В связи со сложным рельефом резиновой футеровки движение пульпы является исключительно турбулентным с наличием сложных структурных образований, имеющих вихреобразное и спиралевидное движение; в турбулентном движении пульпы всегда

будут присутствовать пульсирующие поля скоростей и давлений.

4. Явление детерминированного хаоса вместе с другими эффектами - турбулентным движением пульпы, эффектом самофутеровки, пульсационным движением потока, асимметричным движением барабана, существенной диссипацией энергии загрузки и т.д. - лежит в основе волнообразного износа резиновой футеровки; эти же эффекты определяют локальность разрушения элементов футеровки и задают ритм волне износа и речному узору русла.

5. Наиболее близкими по оценке энергетики разрушения и взаимодействия среды в барабанных мельницах очевидно являются процессы и закономерности происходящие в головке селевого потока.

Благодаря высокой эластичности и большой диссипации энергии в зоне контакта между резиновой футеровкой и загрузкой устанавливается режим движения, соответствующий минимуму потребления энергии. В мельнице с резиновой футеровкой баланс энергии более предпочтителен, чем в мельнице с металлической футеровкой: соответственно меньше расходуется энергии на волновые колебания, на трение, на разрушение футеровки, больше расходуется энергии на локальный диссипативный разогрев в зоне контакта. Все это вместе приводит к тому, что при использовании резиновой футеровки на образование удельной поверхности разрушения материала расходуется меньше энергии, чем при использовании металлической футеровки.

Концепция увеличения производительности барабанных рудоизмельчительных мельниц при укомплектовании футеровками «бегущая волна» (самофутерование рабочей поверхности) и «полимет» (завулканизированные шипы для эксплуатации мельниц с шарами 100 мм) позволяет значительно сократить капитальные и эксплуатационные затраты, а для мельниц длиной 5 и более метров открывается возможность вести процессы измельчения в одном барабане по двум стадиям измельчения, подобно сырьевым в цементном производстве.

ДИАГНОСТИКА ДЕФЕКТОВ В ПРИБОРАХ МИКРО-И НАНОЭЛЕКТРОНИКИ

Богорощ Александр Терентьевич, Воронов Сергей Александрович (Национальный технический Университет Украины «Киевский политехнический институт», тел.2463923, o_bogorosh@mon.gov.ua), Ройзман Вилен Петрович (Хмельницкий национальный университет), Вишняков Николай Евгеньевич (Вильнюсский университет)

Современное машиностроение, а там более авиастроение, не

обходится без применения микро-и наноэлектроники (далее – МН), входящей в многофункциональные датчики и навигационные приборы. Объекты МН в процессе эксплуатации испытывают большие механические (вибрация), физические (переменные значения температуры и давления), химические (состав сред) и другие виды нагрузок.

В предыдущих исследованиях по миграции атомных кластеров под действием волновых эффектов с помощью внешнего физического поля (электроосаждение в магнитном поле, цветная пигментная окраска оптических стекол коллоидными частицами металлов, матричное поглощение наночастиц керамическими материалами для защиты от радиоволн, получение сверхпрочных – около 24,5 ГПа – углеродных нитеобразных кристаллов в виде усов и иголок для композитов аэрокосмического применения, получение моно-и поличастиц на основе Fe, C, Ca, Mg, Sr, P₂O₅ и других элементов размером от 10 до 30 нм для изготовления суспензий для моторных присадок, синтеза игольчатых кристаллов для саморазрушения отложений и создания тепловой и звуковой изоляции для аэрокосмической техники) были выявлены побочные эффекты, разрушающие поли-и монокристаллические материалы, а также металлические подложки, на которых они закреплены. Известны также работы других авторов по исследованию напряжений, возникающих в платах микромодулей, при изменении атмосферного давления [1].

Целью данной работы является изучение процессов разрушения (появление и рост микротрещин и других дефектов) металлических частей МН и их проводников от внешних воздействий. Такие дефекты, как правило, контролируются приборами, содержащими ферромодуляционные чувствительные элементы (далее – ФМЧЭ).

В рамках программы «Нанозифика и наноэлектроника» (2001-2006 гг.) получены оригинальные результаты, не имеющие аналогов в мировой практике, в т.ч. в гетероструктурах – основы объектов МН - выявлены квантовые проводники, трансмиссия электронов через линейную молекулу, делокализованные и локализованные электронные состояния при формировании тока, органические молекулярные структуры и композиции для МН, оптоэлектроники и сенсорики и др. [2,3].

Однако, надежность работы таких объектов МН обеспечивает механическая прочность их отдельных элементов [4]. При этом, проведение не разрушающего контроля объектов МН и разработка приборов для их реализации на базе ФМЧЭ, требует знания изменения свойств от внешних физико-химических воздействий проводников,

материалов гетероструктур и подложек, на которых они синтезированы. Необходима также новая концепция повышения точности измерений дефектов с помощью магнитных полей, а также решения математических моделей для прогнозирования разрушения объектов МН.

Известно, что в реальных условиях водород является основным элементом, влияющим на металлические составляющие материалов МН, а, следовательно, на их магнитные свойства МН, диагностируемые ФМЧЭ. В силу сверх активной подвижности водорода, проникающего в узлы кристаллических решеток материала, он вытесняет углерод, а от внешних волновых эффектов возникают локальные кристаллические и структурные неоднородности, активизируется миграция атомных кластеров, переориентация квантов и т.п.[5], что и приводит к хрупкости и образованию трещин в конструкциях МН. В результате в локальных точках материала возникают и растут напряжения, разрушающие и снижающие надежность и долговечность изделий МН. Без отсутствия защитных покрытий этот процесс идет непрерывно до полного разрушения металлических частей МН [6].

Для многих процессов, в том числе и водородного разрушения МН наибольшее влияние оказывают перепады давления и температуры. Нестационарные процессы усиливают свою активность при волновых знакопеременных внешних воздействиях. Поэтому объекты МН под действием знакопеременных значений температуры и давления, усиливающих движущую силу процесса разрушения, быстрее выходят со строя. Физико-химическая информация об этих процессах накапливается и архивируется в продуктах разрушения (коррозии, отложениях, налетах, цветах побежалости и др.) [7], что позволяет восстановить картину процесса разрушения МН, в том числе коррозию. Исследования таких многофакторных процессов в МН очень трудоемки, дорогостоящи, длительны, требуют навыков и специальных технологий приготовления радиальных аншлифов для изучения топографии дефектов на сканирующих и растровых микроскопах. Для выявления карт закономерного распределения химических элементов на плоскости аншлифов использовали рентгеновские дифрактометры, счетчики вторичной эмиссии, камеры Гондольфи и др.

Микроисследования топографии сечений проводников МН толщиной около 0,1 мм показали многообразие форм дефектов, образующихся в металле под воздействием коррозии, механических и других физико-химических факторов [8-10].

Вначале развитие коррозии связано с образованием множества нанотрещин по границам зерен, через которые атомарный водород проникает в глубину металла. В местах с природными структурными аномалиями металла он накапливается, что приводит к расширению нанотрещин.

На втором этапе, под воздействием давления водорода внутри трещины объекта МН и давления (в т.ч. избыточного) атмосферы/среды, разрозненные дефекты сливаются, образуя внутренние полости глубиной до 100 нм. Они открывают доступ водорода и другой агрессивной среды к "свежему металлу", что приводит к продолжению процесса разрушения. При этом наибольшая интенсивность развития дефектов наблюдается в вершине каждой полости.

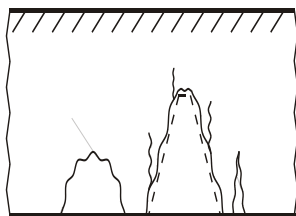


Рис.1. Последующее развитие дефекта водородной коррозии, приближающегося к конической форма.

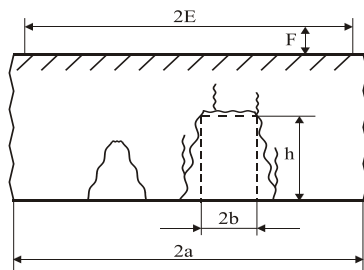


Рис.2. Расчетная модель однопверхностного дефекта водородной коррозии

Далее развитие дефекта наиболее интенсивно идет в направлении перпендикулярном внутренней поверхности стенки, в силу действия когезионных сил, приобретая конусную форму (рис.1).

В меру приближения дефекта к внешней стенке проводника МН, увеличивается разрушающее действие от разницы давлений среды из-за рассогласования механических напряжений на защищенной и открытой поверхностях, где зародилась дефектная трещина. В результате дефект все больше приближается к прямоугольной форме (рис.2), что учитывается при моделировании.

Выводы

В ходе моделирования и экспериментальной проверки результатов получены топографические карты дефектов в зависимости от внешних физико-химических воздействий, позволяющих разрабатывать и применять конкретные покрытия для гарантии безопасной эксплуатации нанозлектронных устройств. Для контроля

повреждений МН использованы устройства и методы магнитостатики с применением матриц ФМЧЭ.

Диагностику разрушения объектов мн также производили, используя математическую модель с последующим решением соответствующих задач и переходом от известных дифференциальных уравнений электромагнитного поля к интегральному виду, базирующихся на тождествах Грина. Такая модель помогает не только предсказывать появление микротрещины, но направление их развития в процессе эксплуатации приборов с элементами мн.

Метод интегральных уравнений, как частный случай шаговой детерминированной модели, позволяет оптимизировать магнитное поле, используя данные разных источников, так как он основан на теории нахождения потенциала поверхностных или объемно распределенных источников физического поля. Характерным для этого метода есть существование большого многообразия форм, которые отличаются способами записи и решения интегральных уравнений [12].

Литература

1. Ройзман В.П., Стрельбицкий В.В. Экспериментальное исследование напряжений, возникающих в платах микромодулей, при изменении атмосферного давления // Вісн. Хмельницького університету, №1, 2006. С.206-207.
2. Исследование электрофизических и люминесцентных свойств металл-органических нанокомпозитов (Видута Л.В., Кияев О.Э., Марченко А.А., Наумовец А.Г. и др.) // Наносистемы, наноматериалы, нанотехнологии, 2005, т.3, №3, с.1001-1010.
3. Петров Э.Г. Трансмиссия электронов через линейную молекулу: роль делокализованных и локализованных электронных состояний в формировании тока.- Физика низких температур, 2005, т.31, №3/4, с.445-462.
4. Богорош О.Т., Стебляк П.О. Моделювання магнітного контролю гетероструктур // В сб. Математичні проблеми технічної механіки – 2006. Матеріали міжнародної наукової конференції, Дніпропетровськ, 17-20 квітня 2006. С.81-82.
5. Bogorosh A.T. Dynamics of rotor systems and vibration // III International conference, 12-19 December, Hurghada, Egypt, 2004. pp. 46-47.
6. Шпилевский Э.М., Богорош А.Т., Литвин П.М. Формирование тонких пленок фуллерита при конденсации // Тезисы докладов

Международной конференции физики твердого тела и полупроводников 4-6 ноября 2003 г. Минск, Изд. БГУ, 2003. С.-209.

7. Богорош А.Т. Фізико-хімічна інформатика: народження нового наукового напрямку // Вісник НАН України, 1999, №10. С.15-19.

8. Мирошников В.В. Экспериментальное исследование магнитных полей рассеяния дефектов // Вісн. Східноукраїнського нац. унів-ту.-Луганськ: 2000. – Т.32, №10. – С.154-158.

9. Богорош А.Т. Кристаллизационные волны при зарождении и росте монокристаллов //Доповіди НАНУ, 1999, №12, С.82-90.

10. Богорош О. Фізико-хімічна інформатика: Народження нового наукового напрямку //Вісн.НАН України, 1999, №10, С.15-19.

11. Богорош А.Т. Закономерности неустойчивости процесса кристаллизации при управлении внешними воздействиями на свойства веществ //Доповіди НАН України, 2000, №3 , С.71-77.

HOLOGRAPHIC PRISMA SYSTEM FOR ANALYSIS OF MECHATRONICS SYSTEMS

G.Hayman¹, M.Steinzig¹, A.Palevicius², A.Bubulis²

¹Hytec Inc., Los Alamos, USA

²International Studies Center, Kaunas University of Technology, Lithuania

The paper presents novel PRISMA system and the usage for the experimental investigation of the dynamical processes taking place in mechatronics system. The PRISM's technology uses real-time, 3D, full field-of-view surface measurements to eliminate point-by-point data gathering. Holograms are used to measure the surface of any component. Superb resolution allows for monitoring shape changes that are smaller than 20 nanometers for superb accuracy and resolution of the results. Examples of experimental investigation of vibration and deformation of circular piezoceramic plate are presented.

Keywords: Holographic interferometry, mechanical vibration, deformation, speckle interferometry

1. Introduction

Mechatronics is the synergistic combination of mechanical engineering, electronics, control engineering, and computers, all integrated through the design process. It involves the application of complex decision making to the operation of physical systems. Mechatronic systems depend on computer software for their unique functionality. Starting at design and continuing through manufacture, mechatronic designs optimize the available mix of technologies to produce quality precision products and

systems in a timely manner with features the customer wants. The real benefits to industry of a mechatronic approach to design are shorter development cycles, lower costs, and increased quality, reliability, and performance.

Naturally, development of existing mechatronic systems is dependent on the variety of existing theoretical and experimental research methods. The origination of new analysis methods catalyse the development of original constructions. The functionality of mechatronics systems is based on the interaction between separate subsystems of the mechanisms with other subsystems. This interaction is followed by the origination of different dynamic processes. It is important to have the means for diagnosing the impact of these dynamic processes to the whole system, as in some instances it may perform the positive function (working function), or controversially, parasitic function.

All these factors influence the decision of selection of analysis methods. At this moment the laser interference holographic analysis method is most suitable for the analysis of such systems. The methods of holographic interferometry allow to get much more information about the deformable surface comparing with other experimental methods.

Because of this holographic interferometry methods are widely applied in mechanics, biology, nondestructive control, automotive industries and other areas[1-9].

HYTEC Inc. has developed new measurement technology that dramatically improves key capabilities of proprietary non-destructive evaluation (NDE) equipment. PRISM's technology uses real-time, 3D, full field-of view surface measurements to eliminate point-by-point data gathering. Holograms are used to measure the surface of any component. Superb resolution allows for monitoring shape changes that are smaller than 20 nanometers for superb accuracy and resolution of the results.

For equipment manufactures that are dissatisfied with the cumbersome and costly laser scanning techniques that digitize discrete points on a surface over a much longer time frame. PRISM offers a new real-time digital holographic technique that provides results within minutes at a fraction of the cost. Unlike other deformation or vibration measurement techniques HYTEC has assembled all the interfaces for quickly measuring a component.

PRISM includes a unique software package for acquisition, processing and visualization of holographic data. Using specialized graphics software, PRISM generates timely results in the most flexible and convenient manner possible.

The main benefits of usage PRISM are:

- Fast: typical measurement and analysis in less than 5 minutes
- High-resolution: monitor shape changes much less than 20 nanometers
- Customizable: affordable solution designed specifically for your application
- Accurate: more data with full field of view, real-time surface measurements
- Non-contact: only requires direct visual path to part
- User friendly: Windows based software

The characterization of the PRISMA system and usage for the experimental analysis of full field displacement of deformable surfaces are presented in the following sections

2. Optical setup

The tests used the PRISMA system layout [10] shown in Fig 1. The PRISMA system shown in Figure 1 is a two beam speckle pattern interferometer. The laser beam directed at the object, is the object beam; the other beam, which goes directly to the camera, is the reference beam. Laser light is scattered from the object and collected by the camera lens, which also images the object onto the CCD camera sensors. The reference beam goes directly to the camera, usually in an optical fiber, where it overlaps the image of the object. Shape changes that occur between a reference and a stressed state of the object produce fringes on top of the image of the object, which is displayed on the TV monitor.

Phase shifting is required for TV holography. Phase shifting is usually accomplished by applying a voltage to a piezoelectric (PZT) crystal behind one of the mirrors in the reference beam. This changes the optical path length of the reference beam by a quarter wave length of light between each frame. A common test procedure is to collect eight TV frames of phase shifted data. The first four frames are collected and stored in computer memory as the reference state of the object. The object is then stressed for the test, and another four frames of data are collected and stored.

The eight frames of data, four frames from the object reference state and four frames from the object stressed state, are then processed in the PC. The result is displayed as fringes on top of the image of the object on the TV monitor [10]. The fringes show a contour map of the shape change between the object reference and the stressed state. Data collection and processing can be done at the TV frame rate, so object shape changes that are slow compared to 30 Hz are displayed on the TV monitor as they happen, which is called "real time".

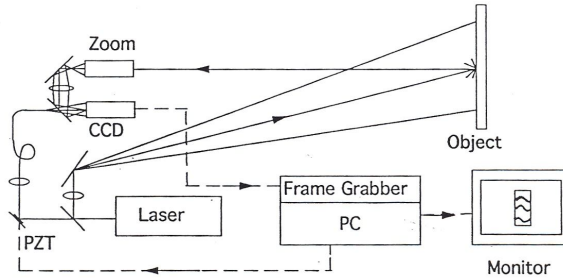


Fig.1. Optical setup for PRISMA system

Because the TVH system is an optical interferometer, a fraction of a wave length of light path length change between the reference beam and the object beam shifts the fringe pattern. and random path length changes caused by unwanted vibration completely wipe out the fringes and destroy the data; consequently, TV holography is done in an optical laboratory, on an optical table that is supported on an air suspension system, to isolate the optical system and test part from mechanically vibrations caused by rotating machinery or people walking around the work area.

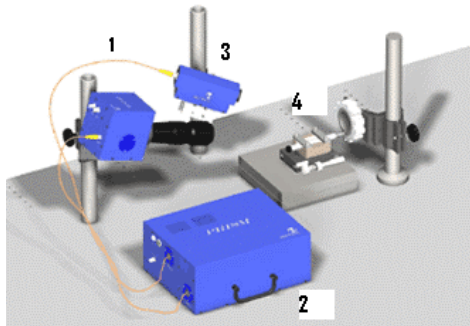


Fig.2. PRISMA system setup: 1- videohead; 2 – control block; 3 – illumination head of the object; 4- circular piezoceramic plate

TVH also imposes special conditions on the laser light source. If the laser has many longitudinal modes, then the reference and the object beam path lengths must be carefully matched. This is of course possible on a large optical table, but inconvenient for building a small TVH system. Single frequency lasers are convenient for TVH. They have a long enough coherence length that object and reference beam path lengths do not need to be the same; consequently, with single frequency lasers it is possible to

configure a convenient TVH interferometer package. The disadvantage, of course, is that high power, single frequency lasers are expensive.

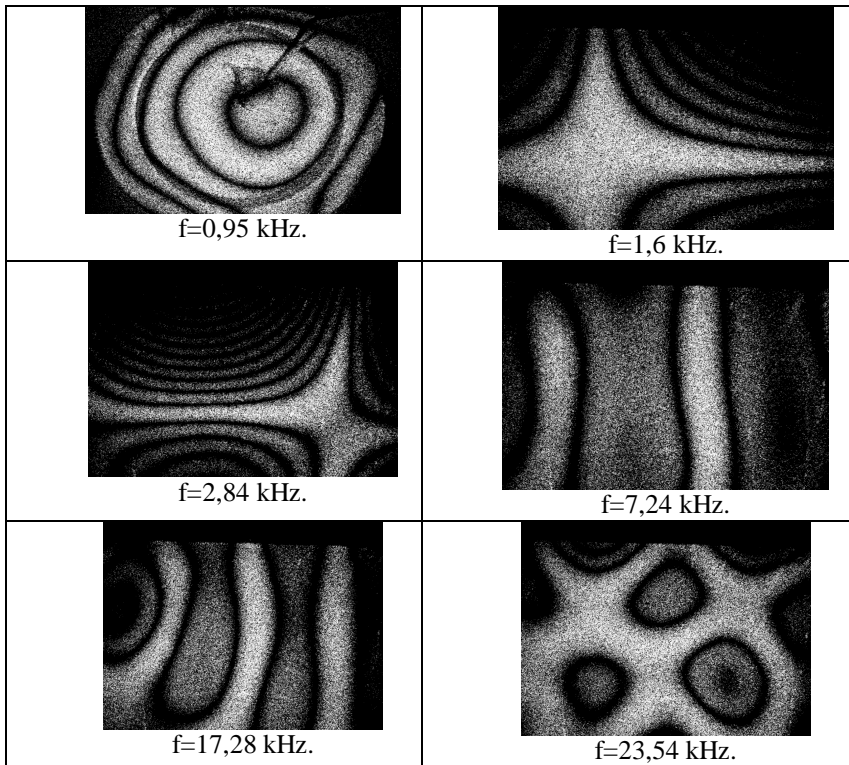


Fig.3. Holographic interferograms of piezoceramic plate

PRISM combines all the necessary equipment for deformation and vibration measurement of most materials in a small lightweight system. A standard system includes holography and computer systems integrated with proprietary state of the art software. The main parts of the PRISMA system setup are presented in Fig. 2.

Success in deformation and vibration measurement requires a fast affordable solution. PRISM offers a high-speed holographic technique for production measurement of vibration and deformation without surface contact and minimal sample preparation. PRISM can access complex geometries (deep recesses or curves) difficult or impossible for other techniques and can be configured for specific needs in experimental investigation of mechatronics systems.

3. Experimental Results

The circular piezoceramic plate from the mechatronic system was used for experimental investigation of vibration and deformation using PRISMA system. The modes of vibration of piezoceramic plate are presented in Fig.3.

Holographic interferogram of the deformable surface of the circular piezoceramic plate is presented in Fig 4a. Full field displacement of the measurement circular piezoceramic plate is presented in Fig. 4b.

4. Conclusions

PRISMA system is a powerful tool for experimental investigation of the mechatronics systems. It allows perform experimental investigation much more faster than by traditional optical holography method.

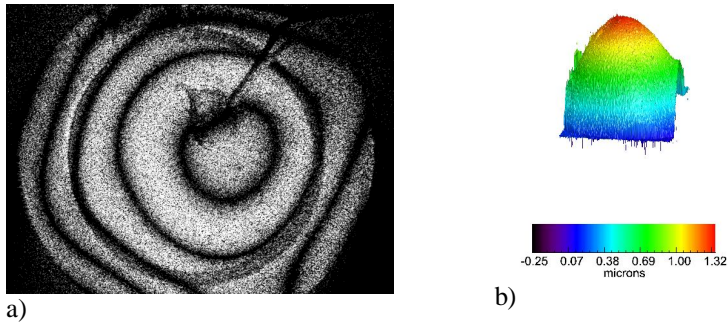


Fig. 4. Experimental results: a - holographic interferogram of circular piezoceramic plate; b - results of quantitative evaluation of interferogram of deformable surface of circular piezoceramic plate

References

1. Nakadate S., Magome N., Honda T., Tsujiuchi J. Hybrid holographic interferometer for measuring three-dimensional deformations, Optical Engineering, 1981.
2. Hariharan B., Oceb B.F., Brown N. A digital phase-measurement system for real-time holographic interferometry, Optics Communications, 1982.
3. Takeda M., Ina H., Kobayashi S. Fourier-transform method of fringe-pattern analysis for computer-based topography and interferometry, Journal of the Optical Society of America, 1982.
4. Jupther W., Kreis T.M., Kreitlow H. Automatic evaluation of holographic interferograms by reference beam phase shifting, Industrial Applications of Laser Technology, Fagan W.F., editor, 1983.
5. Computer-aided analysis of holographic interferograms using the phase-Digital Holographic Interferometry.

6. Kronrod M.A., Merzlyakov N.S., Yaroslavskii L.P. Reconstruction of a hologram with a computer, Soviet Physics-Technical Physics, 1972.
7. Onural L., Scott P.D. Digital decoding of in-line holograms, Optical Engineering, 1987.
8. Schnars U., Juptner W.P.O. Digital recording and reconstruction of holograms in hologram interferometry and shearography (Applied Optics, 1994).
9. Schnars U. Direct phase determination in hologram interferometry with use of digitally recorded holograms, Journal of the Optical Society of America, 1994.
10. Bushman, T.W., Gennert, M.A., Pryputniewicz, R., "Phase Unwrapping by Least Squares Error Minimization of Phase Curvature", SPIE Vol 2003, Interferometry VI, 334-347, (1993).

ОСОБЕННОСТИ АКУСТИКО-ЭМИССИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ ДЕФЕКТОВ В ПЕЧАТНЫХ ПЛАТАХ РЭА.

Горошко А.В.^{}, Бубулис А.[†], Богорош А.Т.[‡], Ройzman В.П.^{*}*

*Хмельницкий национальный университет, ул. Институтская, 11, г. Хмельницкий,
29016, Украина^{*}. Тел.(0382) 728743, Факс (03822) 23265, E-mail:*

roizman@mailhub.tup.km.ua;

*Каунасский технологический университет, Кестучио 27, LT-44029, Каунас,
Литва[†]. Тел. 370 37 323884, факс 370 37 323769, E-mail: algimantas.bubulis@ktu.lt;*

*Национальный технический университет «КПИ», Б-р Т.Шевченка, 16, МОН
Украины, 01135, Киев, Украина[‡]. Тел._(044) 246 39 23, (044) 517 49 16, факс (044) 246
39 23, E-mail: o_bogorosh@mon.gov.ua*

При получении ПС электрических схем на печатных платах наиболее характерны следующие дефекты: несмачиваемость, пористость пайки, появление шариков припоя, отслоение пайки от контактных участков, разрывы пайки, перемычки припоя, холодные пайки, излишек или недостаток припоя. В ряде работ высказаны предположения о возможности применения для контроля качества ПС следующих неразрушающих методов: нелинейности вольт-амперной характеристики (ВАХ) ПС, низкочастотных шумов ПС, излучение с поверхности в инфракрасном диапазоне, механических напряжений в ПС, и акустической эмиссии.

В работе [1] предложен прибор для неразрушающего контроля паяных соединений ПКП, основанный на использовании упругоакустического эффекта - возникновения сигналов акустической эмиссии при снятии механической нагрузки с многослойной

структуры. Главным недостатком метода является возможность контроля лишь отдельного ПС.

В данной работе предложен способ определения мест некачественных паяных соединений печатных плат методом акустической эмиссии (АЭ), при котором плату нагружают по схеме чистого изгиба (рис. 1), и регистрируют сигналы акустической эмиссии. Такая схема нагружения позволяет получить равные по величине механические напряжения в каждой точке поверхности платы, расположенной между ее опорами. Основным преимуществом способа является одновременный контроль всех ПС, находящихся на печатной плате и возможность определения места (локации) дефекта ПС.

В большинстве акустико-эмиссионных систем, предназначенных для локации, приемные преобразователи (датчики) располагаются на поверхности исследуемого объекта [2,3]. Недостатком известных способов локации есть то, что при определении местоположения акустико-эмиссионного источника (АЭ-источника) в деталях со сложной неоднородной поверхностью, например, при исследовании прочности паяных соединений печатных плат электронной техники, поверхность которых содержит значительное количество радиоэлементов, металлических дорожек и отверстий, которые характеризуются неодинаковыми акустическими свойствами (скорость распространения, затухание ультразвуковых волн и т. п.), разность времени регистрации датчиками фронта волны от АЭ-источника зависит не только от их взаимного расстояния, но и от месторасположения датчиков, что значительно усложняет процесс определения источника волны. Учет средней скорости распространения акустических волн в материале не дает желаемой точности локации дефектов.

Авторами предложен способ определения мест дефектов пайки печатных плат методом акустической эмиссии, в основу которого положено принципиальное упрощение и повышение точности определения координат дефектов в деталях, поверхность которых содержит материалы с неодинаковыми акустическими характеристиками [4]. Для регистрации и обработки сигналов АЭ используются два модифицированных двухканальных АЭ-регистратора (типа АФ-15) и персональный компьютер как устройство регистрации и обработки информации. Датчики располагаются не на поверхности платы, а на заданном расстоянии от нее так, чтобы их принимающая поверхность была направлена в сторону исследуемой платы, а созданная АЭ-источником волна

распространялась и принималась датчиками в объеме жидкости. В акустопрозрачной среде, например в жидкости, затухание полностью определяется поглощением, поскольку рассеяние энергии акустических волн вследствие отражения от неоднородностей среды практически отсутствует. Схема комплекса для определения координат дефектов ПС методом акустической эмиссии на печатных платах, погруженных в однородную акустопрозрачную среду, представлена на рис. 2.

Для решения задачи локации в декартовых координатах используются две пространственные системы координат $x\ y\ z$ и $x^*\ y^*\ z$, смещенные одна относительно другой на известное расстояние от платы к плоскости расположения датчиков, равное координате z_k . Датчики размещаются на осях координат x и y на концах осей симметрии прямоугольной плоскости, идентичной по форме и размерам исследуемой плате. Плоскость платы совпадает с координатной плоскостью $x^*\ y^*$. Координаты датчиков известны. По алгоритму работы, каждый из приборов АФ- 15 фиксирует разность времени прихода (РВП) τ_1 и τ_2 сигналов на свою пару датчиков. Эти РВП дают информацию о разности расстояний от источника сигналов АЭ (точка O) к соответствующим датчикам.

$$\begin{cases} AI - BI = \tau_1 v, \\ NI - DI = \tau_2 v \end{cases}, \quad (1)$$

где τ_1 - РВП сигналов АЭ к датчикам A и B , τ_2 - РВП к датчикам C и D , v - скорость распространения ультразвука в однородной среде. Искомые координаты источника АЭ находятся по формулам:

$$\begin{cases} x_k = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\tau_1^2 v^2 \tau_2^2 v^2 (\tau_2^2 v^2 - \tau_1^2 v^2 + 4x_4^2 - 4y_2^2) + 4\tau_1^2 v^2 y_2^2 (\tau_1^2 v^2 - 4x_4^2 - 4z_k^2)}{4\tau_1^2 v^2 y_2^2 + 4\tau_2^2 v^2 x_4^2 - 16x_4^2 y_2^2}}, \\ y_k = \pm \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\tau_1^2 v^2 \tau_2^2 v^2 (\tau_1^2 v^2 - \tau_2^2 v^2 - 4x_4^2 + 4y_2^2) + 4\tau_2^2 v^2 \cdot x_4^2 (\tau_2^2 v^2 - 4y_2^2 - 4z_k^2)}{4\tau_1^2 v^2 y_2^2 + 4\tau_2^2 v^2 x_4^2 - 16x_4^2 y_2^2}}. \end{cases}, \quad (2)$$

где x_b, y_b, z_i - декартовые координаты приемных преобразователей ($i = 1 \dots 4$), z_k - известная координата плоскости исследуемой платы.

Результаты локации представляются в виде двумерных акустограмм (так называемых локационных карт), где точками на плоскости показаны лоцированные сигналы АЭ и трехмерных акустограмм, в которых по оси z отложен информативный параметр (амплитуда сигналов АЭ, энергия и т. п.) (рис. 3).

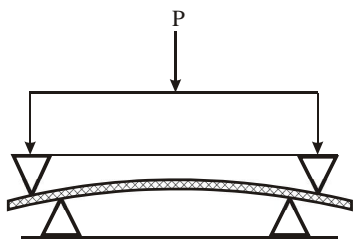


Рис. 1 Установка нагружения платы по схеме чистого изгиба

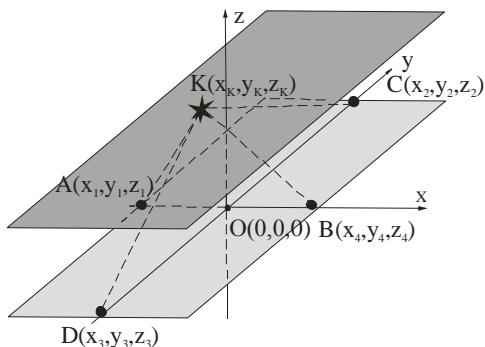


Рис. 2. Плоскостная локация в акустопрозрачной среде:

т. К – источник АЭ (дефект ПС);
А, В, С и D – приемные преобразователи

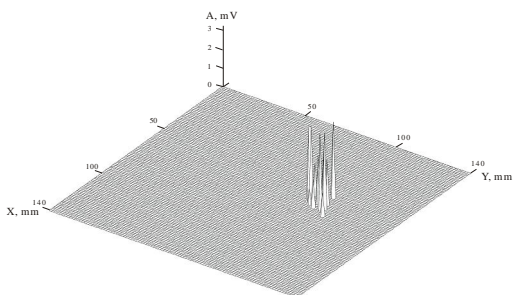


Рис. 3. Трехмерная акустограмма распределения сигналов по плоскости исследуемой платы

Метод был применен при исследовании прочности паяных соединений печатной платы. В заданном месте был искусственно введен “мерцающий” дефект паяного соединения (дефект, при котором наблюдается кратковременная потеря электрического контакта). Печатную плату нагружали по схеме чистого изгиба. Сигналы акустической эмиссии, генерированные в месте дефекта, распространялись в используемой акустопрозрачной среде (воде) со скоростью 1,49 мм/мкс. Результаты локации показали, что значение площади лоцированного источника (прецизионность локации) достигает $\approx 1\%$ от площади поверхности исследуемой платы (рис. 3).

Литература

1. Б. Е. Бердичевский, В. Н. Григорьев, В. Б. Несвижский, А. И. Фефер. Неразрушающий контроль качества соединений

упругоакустическим методом//Электронная промышленность. -1982. - Вып. 2(108). - С. 32-33.

2. А.С. №1516955. В.К. Анишев. Акустоэмиссионное устройство для определения координат усталостных дефектов в крупногабаритных изделиях из листовых материалов. Бюл. №39, 1989 г.

3. А.С. №1511673. Д.С. Коротченко, Б.Е. Патон, Г.Е. Пухов, А.Ф. Верлань, К. О Шепеленко, А.С. Ковбасенко, А.Е. Коваленко, Н.Н. Межуев и В.Н. Тесля. Многоканальное устройство для локации источника акустической эмиссии. Бюл. №36, 1989 г.

4. Патент №2001031425. Ройзман В. П., Ковтун И.И., Горошко А.В., Прохоренко С.В. Пристрій для визначення координат джерела акустичної емісії. Бюл. №7, 2001 г.

ОСОБЕННОСТИ КОНТРОЛЯ СОСТОЯНИЯ ШАРИКОПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР МЕТОДОМ УДАРНЫХ ИМПУЛЬСОВ

Ф.К. Жебелис, Р.А.Йонушас

Каунасский технологический университет, Литва

kzebelys@takas.lt, remigijus.jonusas@mf.ktu.lt

1. Введение

Часто причиной выхода из строя разного вида технологического оборудования являются шарикоподшипниковые опоры вращения. В процессе эксплуатации шарикоподшипников (ШП) изменяется качество поверхностей, дорожек качения колец и его шаров, также изменяются и геометрические параметры (радиальный и осевой зазоры, внутренний и наружной диаметры ШП, диаметры и форма шаров и др.), происходит и изменение свойств смазочного материала. Каждый из этих факторов приводит к росту виброактивности ШП, ухудшается функционирование технологического оборудования. Неоднозначность влияния перечисленных выше и других факторов затрудняет теоретический анализ роста виброактивности ШП простыми математическими методами. Поэтому для оценки качества состояния шарикоподшипников часто прибегают и различным методом вибродиагностики. Одним из них является метод ударных импульсов, основной вклад в распространении и развитие которого внесла фирма SPM Instrument (Швеция). Этот метод 1,2 основан на анализе ударных импульсов, возникающих в высокочастотном спектре вибраций. Соударения дефектов ШП вызывает возникновение высокочастотных быстро затухающих колебаний,

распространяющихся по конструкции в виде волн сжатия – растяжения. По амплитудам ударных импульсов можно достоверно диагностировать то или иное состояние ШП. Этот метод прост, обладает высокой чувствительностью, широко используется в повседневной практике контроля состояния технологического оборудования, особенно роторного типа. Преимущества метода ударных импульсов проявляются, когда нужно оценить качество смазки ШП. Так как одной из основных причин преждевременного выхода из строя ШП является их некачественная или недостаточная смазка.

2. Объект и аппаратура исследований. Методика исследований.

Сверлильная машина «WEEKE», используемая в производстве мебели. Машина содержит 14 электродвигателей, соединенных через редуктора со сверлильными шпинделями. Электродвигатели расположены вертикально в семи рядах, по два в каждом ряду. Характерные особенности: скорость вращения электродвигателей – 3600 об./мин.; рабочая температура – до 70° С; рабочая среда сильно загрязнена мелкой пылью, конструкция узлов ШП не обеспечивает хорошей герметичности (рис.1,2).

При анализе сигналов ударных импульсов учитываются два их вида: 1) сигналы, характеризуемые уровнем «Carpet», который зависит от качества смазки. При увеличении уровня «Carpet» состояние смазки ухудшается. 2.)максимальные сигналы, характеризующие определенный вид дефекта ШП.

При оценке состояния смазки ШП используется метод сравнения сигнала ударных импульсов, записанного находящегося в эксплуатации ШП, с базовым уровнем сигнала, записанного для исправного ШП с качественной смазкой.

Для экспериментальных исследований применен тестер ударных импульсов T2001 (SPM Instrument, Швеция).

3. Экспериментальные исследования

Экспериментальные данные, полученные при исследовании состояния ШП сверлильной машины «WEEKE» представлены в таблице 1.

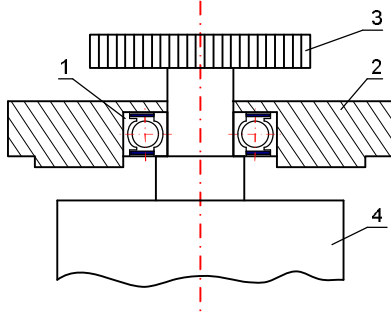


Рис.1 Схема верхней части электродвигателя 1- ШП 6303 2RSR. С3, 2- верхняя крышка электродвигателя, 3- полумуфта, 4- ротор электродвигателя

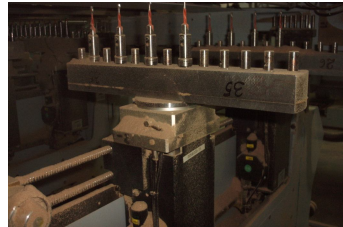


Рис.2 Общий вид вертикального электро двигателя с редуктором в одном ряду сверлильной машины WEEKE

Уровни ударных импульсов верхних ШП для каждого электродвигателя сверлильной машины в дВ.

1 ряд		2 ряд		3 ряд		4 ряд		5 ряд		6 ряд		7 ряд	
1эл.двиг	2эл.двиг	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
dBm21	dBm13	dBm12	dBm 19	dBm18	dBm16	dBm25	dBm30	dBm7	dBm16	dBm21	dBm8	dBm15	dBm14
dBc9	dBc1	dBc1	dBc9	dBc7	dBc3	dBc17	dBc20	dBc-3	dBc8	dBc9	dBc2	dBc1	dBc2

Из данных таблицы видно, что наихудшее состояние у ШП, который находится в четвертом ряду под номером 2. Соотношение dBm/dBc составляет 30|20 dB. Это свидетельствует, что состояние смазки очень плохое, близкое к сухому состоянию.

Примечание: dBm – значение максимальных ударных импульсов; dBc – значение ударных импульсов, соответствующих уровню «Carpet».

После остановки сверлильной машины, дефектный ШП был изъят из электродвигателя, промыт, смазан смазкой «SKF EXPLORER» и обратно установлен в электродвигатель. При осмотре разобранного ШП визуально никаких повреждений не установлено. После пуска

сверлильной машины измеренные уровни ударных импульсов у рассматриваемого электродвигателя снизились до $dB_m/dB_c = 19/9dB$. Такое качественное изменение состояния подшипника, характеризует хорошие условия смазки, которые может быть проиллюстрированы характерными графиками (рис.3,4) 2 .

По данным экспериментальных исследований (см. таблицу) усиленное наблюдение требуется и для ШП, находящегося в четвертом ряду под номером 1.

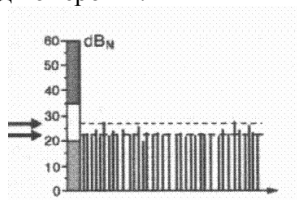


Рис.3 График следования ударных импульсов "сухого" ШП

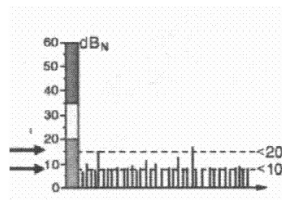


Рис.4 График следования ударных импульсов ШП после смазки

Дальнейшая проверка состояния вновь смазанного ШП показала (рис.5), что основной причиной его неудовлетворительного состояния была недостаточная смазка.

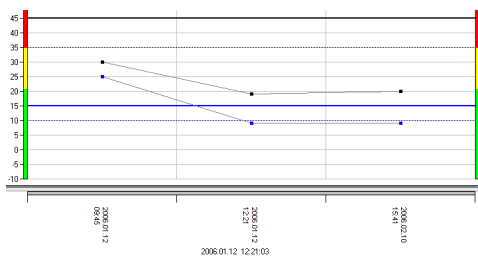


Рис.5. График наблюдения за состоянием ШП во время исследования (первый замер – ШП "сухой", второй – после смазки, третий – спустя месяц после смазки)

Вывод

Метод ударных импульсов позволяет установить некачественное состояние ШП, особенно из-за недостаточной смазки, прежде чем повышаются уровень низкочастотных составляющих вибраций и рабочая температура шарикоподшипникового узла.

Литература

1. The SPM method. SPM Instrument AB. -Strangnas, Sweden, 1994.

2. Shock pulse Tester T2001 instruction manual. SPM Instrument AB. – Strangnas, Sweden, 1992.
3. Proper lubrication keeps bearings rolling along. Daniel R. Snyder, SKF USA Inc., Machinery lubrication magazine. May 2005.
4. Condition –based lubrication using ultrasound technology. Mark A. Goodman, UE Systems, Inc., Machinery lubrication magazine. September 2003.
5. Use shock pulse methods to monitor bearings. Heinz P. Bloch. Hydrocarbon processing magazine. December 2000 issue, pgs 19-20.

ИЗМЕРЕНИЕ ПЕРВИЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ В ДИАГНОСТИКЕ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Сокол Владимир Морицевич

Институт прогрессивных исследований; п.я. 5193, Арад 89151, Израиль.

Тел. 972 72 211 32 05; 972 54 7765658. E-mail: vmsokol@012.net.il

Многообразие физических процессов и параметров, определяющих движение вращающегося ротора, в известной степени определяет и многообразие существующих систем и методов технической диагностики и прогнозирования надежности роторных систем. Наибольшее распространение в механике получили системы вибродиагностики роторов, основанные на измерении параметров вибрации [1]. Распространены также системы диагностики, основанные на сравнении входных и выходных параметров рабочего тела (пара, газа, воды, электрического тока и т.п.) [2]. Измеряемые параметры, используемые такими диагностическими системами, являются вторичными параметрами, поскольку они определяются фундаментальными первичными механическими параметрами, представляющими собой объективные физические величины (неуравновешенность, эксцентриситет массы, тензор инерции, механическая характеристика, и т.п.). Если первичные механические параметры определены только объективными физическими свойствами роторной системы и, следовательно, не подвержены влиянию внешних воздействий, то вторичные параметры определяются как первичными механическими параметрами ротора, так и внешними факторами, не зависящими от состояния контролируемого объекта. Так, например, вибрация авиационного двигателя определяется как внутренними причинами, так и вибрационным воздействием, передающимся двигателю и датчикам вибрации от других систем и узлов самолета. Результат оценки механических параметров контролируемого объекта по параметрам

рабочего тела зависит как от внутреннего состояния объекта, так и от воздействия на него изменяющихся параметров рабочего тела. Из этого следует, что системы диагностики и прогнозирования надежности, основанные на измерении фундаментальных первичных параметров роторных систем, могут быть признаны наиболее эффективными.

Существуют различные методы измерения первичных параметров [3, 4], однако эти методы являются методами измерения лабораторного типа и непригодны для непрерывного (on-line) измерения в режиме эксплуатации машины. По этой причине в инженерной практике отсутствуют диагностические системы, основанные на измерении первичных механических параметров.

Покажем, что идентификация первичных механических параметров ротора в режиме on-line может быть осуществлена путем непрерывного отслеживания пространственного движения оси вращения ротора и последующего решения обратной задачи.

Пусть в двух плоскостях I и II (рис. 1, а), перпендикулярных оси ротора (обычно это опорные плоскости или близкие к ним), расположены по три датчика D_{ij} , каждый из которых контролирует расстояние s_{ij} до поверхности ротора (или вала ротора) и линейную скорость V_{ij} ротора в противоположащей датчику точке (рис. 1, б).

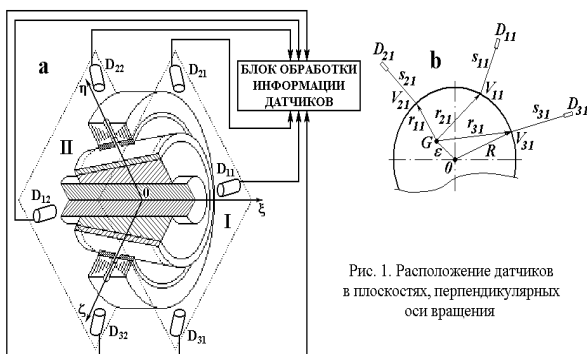


Рис. 1. Расположение датчиков в плоскостях, перпендикулярных оси вращения

Будем считать, что сечение жесткого ротора (или его вала) плоскостями I и II расположения датчиков D_{11} – D_{31} и D_{12} – D_{32} (рис. 1),

ограничено окружностью.

Тогда контроль расстояний s_{ij} от датчиков до поверхности ротора определяет три лежащие на этой окружности точки V_{ij} , а значит, однозначно определяет радиус R и положение центра окружности относительно неподвижной системы координат, связанной с датчиками. Поскольку центр окружности является точкой пересечения оси ротора с ортогональной плоскостью, одновременная идентификация центров окружности в двух плоскостях однозначно определяет положение оси ротора в пространстве. Отслеживая расстояния s_{ij} на протяжении

полного рабочего цикла последнего, можно постоянно контролировать положение его оси.

Одновременное измерение расстояний s_{ij} до поверхности ротора (или вала ротора) и линейных скоростей V_{ij} точек на поверхности ротора, противолежащих датчикам, позволяет составить и решить систему уравнений, в которых величины s_{ij} и V_{ij} являются коэффициентами, а радиус-векторы r_{ij} контролируемых точек и углы между ними – искомыми величинами. Определение радиус-векторов r_{ij} контролируемых точек при известных (измеряемых) их линейных скоростях V_{ij} позволяет определить мгновенное значение угловой скорости ротора в виде:

$$\omega = V_{ij} r_{ij}^{-1} \quad (1)$$

Определение пространственного положения радиус-векторов r_{ij} контролируемых точек в двух обозначенных выше плоскостях позволяет однозначно определить ось вращения ротора и ее пространственное положение. Поскольку контроль пространственного положения и линейных скоростей точек V_{ij} и, следовательно, контроль пространственного положения оси вращения ротора (см. выше) осуществляются непрерывно на протяжении каждого оборота ротора, описанный метод позволяет контролировать перемещения и колебания оси вращения на протяжении всего периода работы ротора [5]. Синхронное определение положений оси вращения и оси симметрии ротора позволяет определить его эксцентриситет массы ε и угол дисбаланса γ в виде:

$$\varepsilon = \sqrt{R^2 + r_{i_1 j_1}^2 - 2Rr_{i_1 j_1} \cos(\alpha - \beta)}, \quad \gamma = \arcsin \frac{r_{i_1 j_1} \sin(\alpha - \beta)}{\varepsilon}, \quad (2)$$

$$\alpha = \arccos \frac{\sqrt{r_{i_1 j_1}^2 + r_{i_2 j_2}^2 - 2r_{i_1 j_1} r_{i_2 j_2} \cos \chi_{ij}}}{2R},$$

где

$$\beta = \arcsin \frac{r_{i_2 j_2} \sin \chi_{ij}}{\sqrt{r_{i_1 j_1}^2 + r_{i_2 j_2}^2 - 2r_{i_1 j_1} r_{i_2 j_2} \cos \chi_{ij}}},$$

χ_{ij} – угол между двумя радиус-векторами r_{ij} .

Будем считать движение ротора движением физического тела с двумя степенями свободы, определяемое системой двух дифференциальных уравнений второго порядка [6]:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{r} + 2\mu_r \dot{r} + \Omega^2 r &= \frac{F(t)}{m}, \\ \ddot{\phi} + 2\mu_\phi \dot{\phi} + \Omega^2 \phi &= \frac{M(t)}{J}, \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $\dot{\varphi} = \omega$ – угловая скорость, μ_r и μ_φ – коэффициенты демпфирования радиальных и угловых колебаний, Ω – резонансная частота, m – масса ротора, J – момент инерции ротора, t – время, $F(t)$ – вынуждающая сила, $M(t)$ – момент вынуждающей силы, причем периодически изменяющаяся негармоническая сила определена выражением [6, 7]:

$$F(t) = \frac{F_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} F_k \sin(k\omega t + \psi_k) \quad (5)$$

где

$$F_k = \sqrt{F_{1k}^2 + F_{2k}^2}, \quad F_{1k} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos k\omega t dt$$

$$F_{2k} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin k\omega t dt, \quad \frac{F_{1k}}{F_k} = \sin \psi_k, \quad \frac{F_{2k}}{F_k} = \cos \psi_k$$

T – период вынуждающей силы, k – порядок гармоники;

Решая уравнение (3) с учетом (5), найдем амплитуду вынужденных радиальных колебаний ротора:

$$A_p = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\varepsilon k^2 \omega^2 \text{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \quad (6)$$

Согласно [6, 7] радиальное смещение ротора может быть найдено в виде:

$$\lambda = \varepsilon + A, \quad (7)$$

или, с учетом (6):

$$\lambda_p = \varepsilon \left[1 + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^2 \omega^2 \text{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right] \quad (8)$$

Согласно теореме Вариньона модуль момента периодической вынуждающей силы $F(t)$ может быть найден с учетом уравнения (8) в виде [7]:

$$M(t) = \frac{m\varepsilon^2 \omega^2}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} m\varepsilon^2 k^2 \omega^2 \left[1 + \frac{k^2 \omega^2 \text{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right] \quad (9)$$

Решая уравнение (3) с учетом (8) и (9), найдем амплитуду вынужденных угловых колебаний ротора:

$$\Phi_p = \frac{m\varepsilon^2}{J_k} \left\{ \frac{\omega^2}{2\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2) + 4\mu_\phi^2 \omega^2}} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^2 \omega^2 \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2} + k^4 \omega^4}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_\phi^2 k^2 \omega^2} \cdot \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right\} \quad (10)$$

Величины γ , ϕ , A_p , Φ_p могут быть найдены непосредственным измерением при непрерывном отслеживании пространственного положения оси вращения ротора. Подстановка этих величин в уравнения (3), (4), (6), (10) позволяет найти из выражения (10) момент инерции ротора:

$$J_k = \frac{m\varepsilon^2}{\Phi_p} \left\{ \frac{\omega^2}{2\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2) + 4\mu_\phi^2 \omega^2}} + \sum_{k=1}^{\infty} \frac{k^2 \omega^2 \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2} + k^4 \omega^4}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_\phi^2 k^2 \omega^2} \cdot \sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}} \right\}. \quad (11)$$

Введем коэффициенты динамичности по радиальным и угловым перемещениям:

$$K_{rp} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_r^2 k^2 \omega^2}}; \quad K_{\phi p} = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\Omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - k^2 \omega^2) + 4\mu_\phi^2 k^2 \omega^2}}. \quad (12)$$

С учетом (12) выражение (11) преобразуем к виду:

$$J_k = J_{k0} + mA_p^2 \frac{K_{\phi p}}{\Phi_p K_{rp}}, \quad (13)$$

$$J_{k0} = \frac{m\varepsilon^2}{\Phi_p} \left(K_\phi \frac{\omega^2}{2\Omega^2} + \sum_{k=1}^{\infty} K_{\phi p} \frac{k^2 \omega^2}{\Omega^2} \right) \quad \text{и} \quad A_p = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\varepsilon k^2 \omega^2}{\Omega^2} K_{rp}.$$

где

Описанный выше метод позволяет измерить и идентифицировать комплекс первичных параметров роторной системы, включающий мгновенную угловую скорость, интегральную угловую скорость, мгновенное положение оси вращения, подвижный и неподвижный аксоиды, эксцентриситет массы и угол дисбаланса, амплитуду радиальных колебаний, амплитуду угловых колебаний, момент инерции, механический момент, механическую характеристику, приведенное сопротивление вращению и т. п.

Таким образом, описанный выше метод является основой для создания систем диагностики, использующих контроль и измерение первичных механических параметров ротора.

Литература

Балицкий Ф.Я. и др. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов. Москва: Наука. – 1984.

Bravy K. et al. Advisory systems of new type for diagnostics of steam turbines, American Energy Conference. – 1996.

Гернет М.М., Ратобильский В.Ф. Определение моментов инерции. М., Машиностроение. – 1969.

Поджаренко В.А., Кучерук В.Ю. Информационно-измерительная система механических характеристик электрических машин. Материалы 1-х международных академических чтений «Новые технологии, материалы, оборудование». – Киев: Украинская технологическая академия. – 1996. – С. 85-91.

Сокол В.М. К вопросу об идентификации стохастических механических параметров ротора. Труды Института прогрессивных исследований. – Вып. 5. – Арад: Изд-во ИПИ, 2005. – С. 49-55.

Левитский Н.И.. Колебания в механизмах. Москва: Наука. – 1988.

Сокол В.М. Момент инерции и колебания статически неуравновешенного ротора. Труды Института прогрессивных исследований. – Вып. 3. – Арад: Изд-во ИПИ, 2003. – С. 7-31.

ADAPTIVE OPTIMAL MEASUREMENTS IN THE TECHNICAL DIAGNOSTICS, RELIABILITY THEORY AND INFORMATION THEORY

E. Ostrovsky¹, L. Sirota²

1.Department of Mathematic, Ben-Gurion University, Ben-Gurion street, 2, 84105, Beer-Sheva, ISRAEL; E-mail: galo@list.ru

2.Department of Mathematic, Bar-Ilan University, 59200, Bar-Ilan University, Ramat Gan, ISRAEL; E-mail: sirota@zahav.net.il

1. We consider the following classical problems:

a) Filtering of the unknown signal $f(t), 0 < t < 1$ on the background noise:

$$y(t(i)) = f(t(i)) + \varepsilon(t(i)), \quad t(i) = i/n, \quad n = 3, 4, \dots; \quad (1)$$

Here $\{\varepsilon(t(i))\}$ is a centered stationary sequence of random variables with some mixing condition, such that

$$P\{\varepsilon(t_c) > x\} \leq e^{-cx^q}, \quad c > 0, q > 1.$$

b) Spectral density estimation: let $\{\xi(i), i = 1, 2, \dots, n\}$ be a random stationary centered sequence with spectral density $f(t), 0 < t < 1$;

c) Density estimation. Here $\{\xi(i), i = 1, 2, \dots, n\}$ is sample with common density of distribution $f(x), x \in [0, 1]$

These problems are used in the technical diagnosis for instance, of nuclear reactors, aviation, ships, etc.

Our goal is description of an optimal in order, when $n \gg 1$, non-parametrical adaptive estimations: $f(n, t)$, $g(n, t)$ of a function $f(t)$ in the $L(p)$, $p > 2$ norm: $f(n) = f(n, t)$,

$$W(p; f(n), f) = E^{1/p} \|f(n) - f\|_p^p = E^{1/p} \int_0^1 |f(n, t) - f(t)|^p dt \rightarrow \min_{f(n)}.$$

If $p = \infty$, then function f is presumed to be continuous and we denote

$$W(p, f(n), f) = E \sup |f(n, t) - f(t)|.$$

$$\text{Here} \quad \|f\|_p = \left[\int_0^1 |f(t)|^p dt \right]^{1/p}, \quad \|f\| = \|f\|_2,$$

$$\|f\|_\infty = \|f\|_c = \sup_t |f(t)|.$$

More exactly, let K be arbitrary compact embedded regular subspace of $L(p)$. We will offer the asymptotically optimal in order in the minimax sense on all the subspaces K adaptive estimation $f(n)$ and describe some applications []. The adaptiveness denotes that we do not use the arbitrary a priori information about $\{f\}$, e.g. the information about class of its smoothing by the constructing of these estimations.

2. Let $\{h(k)\} = \{h(k, t)\}$, $k = 1, 2, \dots$ be some orthonormal complete system of a functions, e.g. the classical trigonometric system or Legendre's polynomials etc.

$$\text{Then} \quad f(t) = \sum_{k=1}^{\infty} c(k) h(k, t), \quad c(k) = \int_a^b f(t) h(k, t) dt;$$

$$\|f\|^2 = \sum_k c^2(k) < \infty.$$

The consistent estimations of coefficients $c(k)$ are correspondently

$$\text{a) } c(k, n) = (1/n) \sum_{i=1}^n y(i) h(k, i).$$

$$\text{b) } c(k, n) = \sum_{i=1}^{n-k} \xi(i+k) \xi(i) / (n-k)$$

$$\text{c) } c(k, n) = \sum_{i=1}^n h(k, \xi(i)) / n.$$

We denote $\rho(N) = \sum_{k=N+1}^{\infty} (c(k))^2$; and assume that for all great values N $\rho(2N)/\rho(N) < \gamma, \gamma = const < 1$. Set also

$$\tau(N) = \tau(N, n) = \sum_{k=N+1}^{2N} c^2(k, n); \tau^*(n) = \min_N \tau(N, n), N(n) = \arg \min_N \tau(N, n);$$

$N_0(n) = \arg \min_N A(N, n), r = q/(2q + 2)$, for the problem a), and $r = 1$ for the case b) and c).

$$A(N, n) = N/n + \rho(N); A^*(n) = \min_N A(N, n).$$

The value $A^*(n)$ is the best rate of $L(p)$ convergence $\|f(n) - f\|_p^2$ to 0 as $n \rightarrow \infty$ over all regular class K under some naturally conditions of f and $N_0(n)$ is asymptotically optimal amount of harmonics by the non-adaptive estimations. We proved that as $n \rightarrow \infty \Rightarrow \tau^*(n)/A^*(n) \rightarrow 1$ and following $N(n)/N_0(n) \rightarrow 1$; therefore the (random) value of harmonics $N_0(n)$ is also asymptotically optimal. But the value $N(n)$ is “calculatable”, i.e. “estimatable”.

We offer the following adaptive estimation of f :

$$f(n, t) = \sum_{k=1}^{N(n)} c(k, n)h(k, t). \quad (2)$$

This estimation (2) is asymptotically optimal in the $L(p)$ sense.

For the constructing of an adaptive and non - improved confidence region in the $L(p)$ and C sense we proved that

$$P(\|f(n) - f\|_p^2 / \tau^*(n) > u) \leq \exp(-c(q)u^r p^{-r/2}), u > C_5(p, q). \quad (3)$$

This estimation (3) allows us to verify some hypothesis about $f(t)$ and calculate the exactness of adaptive filtering.

3. We offer in this section the modified optimal adaptive estimation of the function f in the norm of the space of continuous function (uniform norm) $V(f(n), f)$ on the basis of results in the sections 1, 2 and using the equality $\|f\|_c = \lim_{p \rightarrow \infty} \|f\|_p$. This problem is used, for example, in order to calculate the important in the practice functionals from f of a view $\max|f(t), \min f(t)$ etc.

We describe the Vallee – Poissin approximation for f . Set $m(n) = m = [N([n/\log(n)])]$ $[z]$ is the integer part of number z and denote $d(k, n) = c(k, n), k < m; d(k, n) = c(k, n)(N - k)/(N - m)$, in the case $m \leq k \leq N$, and introduce the following estimation (again adaptive) $g(n)$ for the function f :

$$g(n, t) = \sum_{k=1}^{2m} d(k, n)h(k, t). \quad (4)$$

We propose that speed of convergence of $g(n)$ to the function f is optimal in the uniform norm:

$$EV(g(n), f) \leq C(q)\tau^{1/2}([n/\log(n)]);$$

and we have the following confidence region in the C norm:

$$P(\tau^{-1/2}([n/\log(n)])V(g(n), f) > u) \leq \exp(-C_4(q)(u/\log(u))^r), u > C_5(q)$$

We proved also for the more simple building of confidence region in the $L(p)$ and C norms that as $n \rightarrow \infty$

$$\limsup \|f(n) - f\|_p^2 / \tau^{1/2}(n) = C_6(q, p),$$

And $\limsup V(g(n), f) / \tau^{1/2}([n/\log(n)]) = C_7(q)$.

Therefore we can offer for sufficiently great values n the following errors estimations:

$$\|f(n) - f\|_p^2 \leq C_6^2(q, p)\tau(n), V(g(n), f) \leq C_7(q)\tau^{1/2}([n/\log(n)]).$$

The offered estimations (2, 4) were successfully verified on the simulated and practical signals.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ, СОСУДОВ, ТРУБОПРОВОДОВ.

Климник Александр Михайлович

ДП «Подольский экспертно-технический центр», 29000, г.Хмельницкий, ул.Ивана Франка 2, тел.720512, факс 797383, E-mail podoletc@mail.ru

На основе анализа существующих подходов к оценке остаточного ресурса оборудования в различных отраслях промышленности, существуют общие проблемы, обусловленные низкой эффективностью традиционных методов и средств неразрушающего контроля и несовершенством поверочных расчетов на прочность.

Надежность и ресурс оборудования определяют зоны концентрации напряжений, которые являются основными источниками последующего развития дефектов. Необходимы методы и технические средства, которые могли бы определить несущую способность элементов, конструкции в целом и своевременно предупреждали об ее исчерпании. Все это определяет необходимость совершенствования традиционных методов неразрушающего контроля и технической диагностики, создания и развития новых методов. Наиболее перспективны в этом отношении такие методы как акустическая эмиссия, акустическая голография, магнитной памяти металла, вибродиагностика.

Вопросы обеспечения надежности работы оборудования, сосудов, трубопроводов, различных конструкций с каждым годом становятся все более актуальными, так как старение оборудования во многих отраслях промышленности значительно опережает темпы их обновления. Проблема технического диагностирования оборудования в настоящее время в следующем:

- отсутствие научной методологии технической диагностики;
- недостаточная эффективность традиционных методов и средств неразрушающего контроля металла;

- отсутствие совершенных методик определения остаточного ресурса оборудования. На основе анализа существующих подходов к оценке остаточного ресурса стареющего оборудования, сложившихся в различных отраслях промышленности необходимо выделить следующие общие тенденции:

- оценка технического состояния объектов проводится на основе результатов дефектоскопии с последующими поверочными расчетами на прочность;

- переход от дефектоскопии к методам технической диагностики, основанных на сочетании механики разрушений, металловедения и НК.

На первый план выходят методы НК напряженно-деформированного состояния оборудования и конструкций. Тенденция перехода от традиционной дефектоскопии к технической диагностике с применением комплексного подхода, включающего: определение параметров дефектов, оценка распределения внутренних (остаточных) напряжений, определение фактических структурно-механических характеристик металла сдерживается, в первую очередь, низкой эффективностью существующих методов и средств контроля напряженно-деформированного состояния оборудования.

Выше было отмечено, что основными источниками развития дефектов являются зоны концентрации напряжений. Именно в них необходимо контролировать в первую очередь структурно-механические свойства металла. Традиционные методы неразрушающего контроля напряжений (рентген, УЗК и другие) не позволяют произвести определение на оборудовании зон концентрации напряжений, обусловленных действием рабочих нагрузок.

Необходимость сплошного обследования оборудования, отработавшего свой ресурс, не может быть реализовано на практике из-за больших затрат времени и материальных ресурсов. С использованием традиционных методов НК (УЗД, рентген, МПД) эта задача на практике не реализуется вследствие необходимости выполнения больших объемов контроля элементов теплотехнического оборудования), сосудов нефтехимии, газопроводов. Существующие нормы по допустимости дефектов (выявляемых УЗД, рентгеном), например, в сварных соединениях основаны преимущественно на статистике и в применяемых инструкциях носят условный характер. Научно-обоснованных норм по допустимости размеров дефектов с точки зрения механики разрушений и прочности оборудования в широкой практике нет. Существующие нормы и образцы, используемые, например, в МПД были разработаны для новых изделий машиностроения. Для оборудования, находящегося в эксплуатации, эти нормы непригодны. Таким образом, образцы и нормы, установленные в инструкциях по МПД и вихретоковому методу контроля, используются в широкой практике, как мера чувствительности используемых приборов.

Сложными и до сих пор нерешенными традиционной дефектоскопией на практике являются задачи контроля внутренних дефектов в угловых, тройниковых, тавровых сварных соединениях, в соединениях контактной сварки, в соединениях небольшой толщины (до 4 мм), определение язвин коррозии на внутренних поверхностях трубопроводов. Следует отметить также непригодность традиционных методов НК к определению дефектов на раннем этапе их развития. Уровень чувствительности традиционных методов НК не позволяет выявить "преддефектное" состояние металла. При оценке ресурса оборудования в настоящее время широко используются методы и средства НК: структурно-механических свойств металла (измерение твердости, коэрцитивной силы и других магнитных характеристик металла, взятие "реплик" с целью определения структурных изменений и другие методы.

Таким образом, приведенный краткий анализ существующих методов НК для предупреждения повреждений и деградации металла показывает их низкую эффективность при оценке ресурса промышленного оборудования. Становится понятной и закономерной тенденция перехода от традиционной дефектоскопии к технической диагностике с использованием принципиально новых методов контроля и подходов. Проблемой измерений механических напряжений в работающих конструкциях с целью оценки их состояния в настоящее время занимаются все ведущие диагностические центры мира. Однако до сих пор эффективные методы контроля напряжений, пригодных для практики отсутствуют. Определены основные физические эффекты, сопровождающие механизм разрушения металла: механические, тепловые, ультразвуковые, магнитные, электрические и электромагнитные. Но, только "пассивные" методы диагностики напряженно-деформированного состояния могут оценить фактическое состояние конструкции, когда неизвестны все зоны концентрации напряжений. К таким методам НК, использующим энергию излучения конструкций, прежде всего, следует отнести:

- метод акустической эмиссии (АЭ);
- метод магнитной памяти металла (МПМ).

Эти два метода получили в настоящее время наибольшее распространение на практике для ранней диагностики повреждений оборудования и конструкций. Только на основе коэрцитиметрических измерений сейчас можно отслеживать усталостную компоненту ресурса в практике массового контроля оборудования. Имея полную информацию о выявленных дефектах и о возможном влиянии каждого из них на остаточный ресурс оборудования, можно определить потребность в проведении ремонта, модернизации, реконструкции или вывода с эксплуатации. Указанные направления развития технической диагностики позволят перейти к эксплуатации оборудования "по состоянию", а не по сроку службы.

APPLICATION OF ACOUSTIC EMISSION FOR NON-DESTRUCTIVE DIAGNOSING DETAILS OF MACHINE

V.P. Roizman, I.I. Kovtun, S.A. Petrashchuk

*Applied Mechanics Department of Khmelnytskyi National University, Khmelnytskyi, 29016,
Ukraine e-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua, fax: 380-3822-23265*

Majority of known methods for non-destructive diagnosing such as ultrasonic test and X-ray radiography can control only selective separate zones of material, detect large defects but can't assess their potential

danger. However any defect can be dangerous or not depending on its location in strain field generated by some load. In difference with mentioned methods the method of acoustic emission (AE), which is based on radiating elastic mechanical waves from growing defects of tensed material, is characterized by high sensitivity, detecting and monitoring of growing defects, controlling materials without scanning, applicability to control as homogeneous as heterogeneous materials, even composites. The question of practical use of this method for strength diagnosing is still actual and needs further workout despite of numerous works [1, 2, 3] studying it.

To conduct acoustic emission research original diagnostic system of acoustic emission (SAE) was designed as train of 2-channel measuring instrument AF-15 and computer. It was accomplished by modifying three units of AF-15, designing input/output interface unit to transfer acoustic emission data from measuring instrument to computer, developing software, what provides reading, saving and processing data of acoustic emission signals and 40 times increases processed signals quantity comparing to serial instrument AF-15.

SAE performs measuring amplitude, activity, power, energy, and also linear coordinate of AE signals, which is calculated by formula:

$$x = \frac{L}{2} \pm \frac{\tau v}{2}, \quad (1)$$

where L – distance between piezoelectric sensors, v – velocity of ultrasound distribution in material of researched object, τ – time gap of signals' receiving (TGSR) by two sensors.

Applicability of method of acoustic emission for non-destructive diagnosing was verified by research of specimens having shape of a rod during tension, shear and bend testing.

For the instance controlling acoustic emission during tension testing was practicable to study specimen and material behavior under load.

Three-dimensional graph (fig.1), which shows AE signals distribution over the specimen length during testing, testifies generating signals even in elastic phase.

Linear location of those signals allowed to see acoustic emission, what means growing defect, in place of future destruction. Moreover place of future destruction is clearly identified in elastic phase and further up to destruction (fig. 2).

That allows predicting of future destruction place in materials under non-destructive load.

It's found that maximum of AE signal activity belongs to yield point. This fact was used to find yield point of brass specimens, whose tension diagram has no obvious yield point.

In strain phase under proportional limit the linear correlation between coefficient of predicting K and AE signals activity N is found:

$$K = A - BN, \quad (2)$$

where $A = 7.5$; $B = 0.42$ seconds per impulse; N – AE signals activity (in impulses per second), which is being measured; K is calculated by formula:

$$K = \frac{\sigma_u}{\sigma_{pre}}, \quad (3)$$

where σ_u – ultimate strength of specimen; σ_{pre} – strain of predicting, in which AE signals activity N is measured.

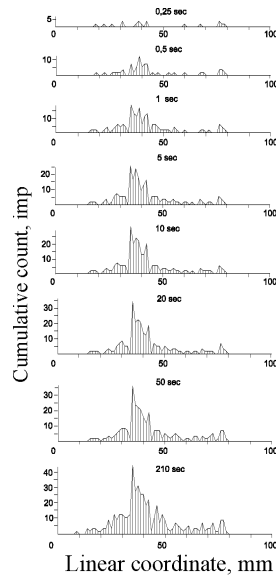
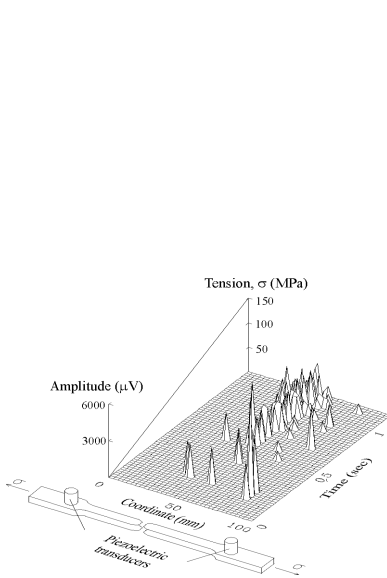


Fig. 1 Acoustic emission in elastic phase Fig. 2 Linear localizing growing defects

Obtained correlation (2) can be used to find coefficient of predicting K by measured AE signals activity N . And formula (3) can be transferred to predict destructive strain σ_u^{pre} of specimen as:

$$\sigma_u^{pre} = K \cdot \sigma_{pre}. \quad (4)$$

Thus, AE signals activity N and strain σ_{pre} simultaneously measured during non-destructive testing (to the strain that doesn't exceed proportional limit) can be substituted into formulas (2) and (4) to find future destructive strain.

Practically non-destructive diagnosing and predicting strength can be

simplified. First it should be conducted destructive testing of a number of specimens, with simultaneous measuring and recording of AE parameters and strain; then reference level of AE activity (which is stable to appear under non-destructive load) is specified; for every specimen strain of predicting σ_{pre} is defined as one that corresponds to reference level of AE; and coefficient of predicting K is calculated by formula (2). Now non-destructive testing of another specimens can be conducted with simultaneous recording AE activity and strain. If activity of AE has reached reference level ultimate strain will be calculated by formula (4), if it hasn't – specimen strength is considered not lower standard.

However, coefficients K experimentally found from post testing data had scatter caused by instability of physical and mechanical characteristics of tested specimens. Therefore for calculations by formula (4) it was decided to select the minimum K_{min} from confidence interval found with probability 0.95. Thus, possible error in calculating (predicting) strain will work as safety factor. Such selection of K is not the only one possible; testing critical objects one can select even lower K (from the sample) and increase in that way safety factor, however reducing accuracy of predicting.

The method for non-destructive diagnosing and predicting strength worked out on specimens was implemented for real machinery.

Using method of acoustic emission to research heterogeneous materials processed by technologies of surface saturation allowed to offer method for non-destructive controlling strength changing of material after processing. These technologies include: hydrogen embrittlement purposed to lower strength of surface layer and in this way to increase effectiveness of machining in cutting area; and hardening by nitriding applied for hardening hard-alloy cutting tools. Researched objects were steel specimens and hard-alloy cutting blades. Mechanical testing showed that hydrogen embrittlement 30% reduces ultimate strength of steel specimens, and hardening by nitriding 15% increases ultimate strength of cutting blades. Analysis of acoustic emission recorded during testing showed that AE is even more sensitive to those technologies. Accumulated quantity of AE signals radiated by embrittled specimens is 90% greater than that radiated by unprocessed specimens, and hardening by nitriding technology 40-45% rises average amplitude and 100% rises accumulated quantity of AE signals. Thus, using acoustic emission method detects effect produced by every technology and allows to evaluate it by comparison of AE parameters measured prior and after processing.

Acoustic emission research of glass-plastic raw stocks used to manufacture pumping rods was ordered by Ukrainian Oil-Gass industry. The outcome of conducted research was the method for non-destructive

diagnosing strength of raw stocks. Parameters evaluating strength are amplitude and activity of acoustic emission. If mentioned AE parameters exceed reference level during non-destructive testing by bending to load P_{test} (5) a raw stock is considered defective and rejected, in the other case – raw stock is accepted.

$$P_{test} = P_{max} / K, \quad (5)$$

where P_{max} – maximal acceptable load, which is non-destructive; K – coefficient of predicting found according to formula (3) using data of previously conducted destructive testing; taking into account that pumping rods are operated in mine (being wrecked they may cause great expenses for maintenance) $K_{min} = 2$ was selected from confidence interval $K=(2,06-3)$.

Authors conducted strength research of levers S 48.167230. Their manufacturing frequently causes defects, such as pores, blisters, which may bring to fatigue failure (fig. 3).

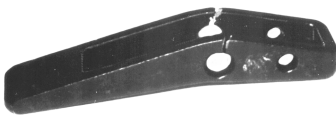


Fig. 3 Broken lever

Levers were tested by three-point bending in specially designed appliance to non-destructive strain $\sigma_{est} = 480$ MPa, which corresponds to load $P_{test} = 19000$ N. This load never goes over proportional limit. Recording parameters of AE signals followed testing. Analysis of AE information allowed to reject defective levers. Rejecting was approved by visual control, X-ray radiography and capillar control. There was found correlation of accumulated energy and quantity of AE, radiated during non-destructive testing, with destructive load. As it's shown in fig. 4 the more is strength of tested lever the lower is accumulated energy of AE. Physical essence of this phenomena is that defects, which reduce strength of levers, show themselves (radiating AE) as early as more they reduce strength.

Using method of least squares it was found correlation between ultimate strength σ_u (and yield point σ_y) and energy E of AE signals accumulated during non-destructive testing:

$$\sigma_u = 950 \cdot E^{-0,1}, \quad (6)$$

$$\sigma_y = 807 \cdot E^{-0,1}. \quad (7)$$

As ordered quality criteria was $\sigma_y = 720$ MPa, which corresponded to accumulated energy of AE signals $E = 3.4$ mV² so loading levers to P_{test} and recording AE parameters it's possible to detect defective lever with probability 0.95 and also predict its ultimate strength and yield point using

formulas (6, 7).

Interesting was the fact that two levers were found defective by X-ray radiography and capillar control, however they were accepted by acoustic emission diagnosing. Mechanical destructive testing proved that strength of levers was not lower acceptable. Thus, in comparison with the traditional methods method of acoustic emission is more accurate not only to detect defects but also to diagnose strength.

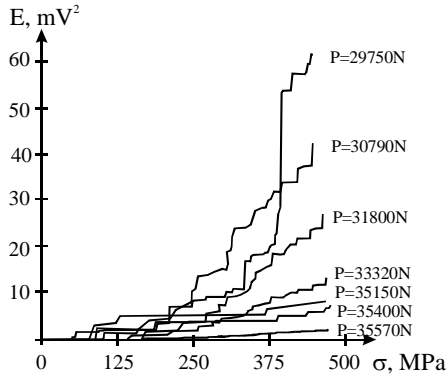


Fig. 4 Accumulated energy – non-destructive load graphs

Practical implement of worked out method for diagnosing strength consists in the following recommendation:

- testing every lever is conducted by bending to non-destructive load P_{test} . Which provides safety factor ($n=1.5...1.8$) and doesn't exceed proportional limit of lever. Recording accumulated energy of AE follows testing.
- if accumulated energy of AE exceeds acceptable limit $E = 3,4 mV^2$ lever is considered defective and rejected.
- if necessary strength of defective lever is predicted by formulas (6, 7) for further use in less critical machines.

References

1. Greshnikov V.A., Drobot U.B., Acoustic emission. Application for testing materials and details, Publishing of Standard, Moscow, 1976
2. Bunina N.A. Research of steel plastic deformation by method of acoustic emission, Leningrad State University, Leningrad, 1990
3. Sukhorokov V.V., Non-destructive testing. Acoustic testing methods: Practical recommendations, Higher School, Moscow, 1991

ПРИМЕНЕНИЕ БИМЕТАЛЛИЧЕСКИХ ТУРБИННЫХ БЛИСКОВ ИЗ СОВРЕМЕННЫХ ГРАНУЛИРУЕМЫХ И ЛИТЕЙНЫХ НИКЕЛЕВЫХ СУПЕРСПЛАВОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ГАЗОВЫХ ТУРБИН.

Л.А.Маггеррамова, Г.В.Мельникова, Т.П.Захарова (ЦИАМ, Москва), В.Н.Самаров (ЛНТ)

Условия работы различных частей деталей двигателя существенно различаются по степени и виду нагруженности и температурным состояниям. В частности это относится и к элементам рабочих колес турбин, которые подвержены действию высоких нагрузок и температур, имеющих к тому же нестационарный, циклический характер в зависимости от режимов полета, вследствие эволюций самолета. Рабочее колесо турбины неравномерно прогревается по радиусу. При этом профильная часть лопаток различных газотурбинных двигателей (ГТД) может иметь максимальную температуру от 850 до 1150°С, а хвостовик – 650-700°С. Диски работают при температурах 500-550°С в ступичной части и до 650-700°С – в зоне обода. Поэтому требования к материалам диска и лопаток различны.

Материал диска должен обладать высоким сопротивлением малоцикловой усталости и развитию трещин при умеренной температуре, а в ободной части, работающей при более высокой температуре, кроме того, и длительной прочности. Материалы лопаток должны иметь высокое сопротивление ползучести и многоцикловой усталости. Для удовлетворения условиям работы лопаток в их конструкциях применяются жаропрочные суперсплавы на никелевой основе. При этом лопатки изготавливаются методом направленной кристаллизации и монокристалльного литья. Однако характеристики лопаточного сплава не являются оптимальными для температурных условий замкового соединения и тем более диска. Для дисков используют деформируемые и гранулируемые никелевые сплавы.

Конструирование рабочих колес турбин, основанное на применении замковых соединений лопаток с диском, ограничивается возможностями совершенствования конструкций в направлении повышения ресурса, уменьшения массы и эффективности двигателя в целом.

Решение проблемы заключается в создании новой технологии соединения разнородных материалов в процессе горячего изостатического прессования (ГИП).

Роль процесса ГИП здесь не сводится лишь к традиционно понимаемому уплотнению порошка до теоретической плотности, основанному на приложении высоких изостатических давлений, (до 3-х - 4-х величин предела текучести порошкового материала) при повышенных температурах (в интервале технологической пластичности материала-0,7 - 0,8 Т плавления по абсолютной шкале).

Процесс ГИП благодаря изотропности свойств порошковых материалов и однородности приложения нагрузки позволяет получать крупногабаритные детали с размерной точностью и сложностью на уровне точного литья и свойствами деформированного материала.

При этом формование деталей из порошкового материала обеспечивается деформирующимися в процессе ГИП металлической капсулой и размещенными в ней закладными элементами, представляющими собой, таким образом, пластически деформируемый формообразующий инструмент.



Рис.1. Биметаллический блиск с неохлаждаемыми лопатками из ЖС32 моно, диск – ЭП741НП

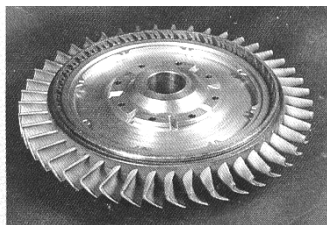


Рис.2. Биметаллический блиск с охлаждаемыми монокристаллическими лопатками фирмы Алисон

Кроме того, твердофазное, бездефектное соединение частиц порошка между собой и с поверхностью монолитных материалов, реализуемое в процессе ГИП, открывает возможность соединения разнородных материалов и конструирования, таким образом, деталей с заданными градиентными свойствами и переменным химическим составом, наиболее полно отвечающими условиям эксплуатации.

Применение в конструкции турбины биметаллических блисков, получаемых соединением монокристаллических лопаток с формируемым в процессе ГИП гранулируемым диском, позволяет:

- устранить такие сложные конструктивные механические соединения, как замковые, фланцевые, а также сварные и паянные,

- увеличить густоту решетки, ведущую к повышению газодинамических параметров турбины, благодаря отсутствию замковых соединений и проблем размещения лопаток на колесе.

Проведенные расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния показали следующие преимущества применения конструкции биметаллических блисков по сравнению с традиционными замковыми рабочими колесами.

Основным преимуществом блисков является снижение массы колеса на 10-15% по сравнению с замковой конструкцией.

Увеличение местных запасов статической длительной прочности на 40-50 % позволяет:

- увеличить ресурс по статической длительности и циклической долговечности более чем в 10 раз,
- повысить температуру газа перед турбиной на 5-7%,,
- увеличить число оборотов ротора турбины на 5-10%.

Кроме того для высокооборотных турбин малоразмерных двигателей суммарный эффект от применения блисков по сравнению с традиционными конструкциями рабочих колес ТВД серийных двигателей может выражаться в следующем.

- При сохранении постоянной тяги (мощности) замена замковых колес на блиски приводит к уменьшению удельного веса и размеров двигателя в пределах 10-12%, улучшению его эксплуатационных характеристик, в том числе уменьшению времени простоя и повышению надежности запуска.
- Применение концепции блисков для ТВД позволяют оптимизировать конструкцию по газодинамической эффективности, что может привести к увеличению К.П.Д. на 1-1,5%.
- При модифицировании двигателей, когда его основные размеры остаются неизменными, биметаллический блиск позволит получить увеличение тяги (мощности) на 12-15%, улучшить экономичность на 3-5%.

Экспериментальная проверка прочности диффузионного соединения гранулируемого и монокристалльного сплавов в условиях длительного статического нагружения, малоциклового и многоциклового усталости (МнЦУ) при рабочих температурах ободной части ротора турбины показала надежность зоны соединения разнородных сплавов.

Главным условием работоспособности соединения блиска является уровень прочности и исходное качество соединяемых сплавов. Сравнение результатов испытаний на ползучесть и длительную прочность в стационарных условиях нагружения моделей, имитирующих профиль соединения лопатки с диском, с результатами

расчета НДС с помощью МКЭ показало удовлетворительное совпадение расчетной оценки мест начала разрушения и распространения трещин с результатами фраттографического анализа изломов моделей и образцов.

Применение для роторов турбин блисков из разнородных материалов наряду с положительными эффектами ставит и ряд проблем. Основными являются проблемы, связанные с использованием для изготовления лопаток и дисковой части различных материалов и проектированием оптимальной конструкции зоны их соединения, с затруднением демпфирования колебаний лопаток, обеспечением охлаждения ободной части диска и лопаток, а также технологией ремонта блиска. Для беспилотных летательных аппаратов могут применяться блиски с неохлаждаемыми лопатками и проблемы ремонта отсутствуют. В блисках турбин двигателей пилотируемых самолетов, как правило, необходимо использовать охлаждение лопаток.

Один из основных путей обеспечения вибрационной прочности блисков турбин связан с повышением эффективности демпферов сухого трения, расположенных под трактовыми полками лопаток, за счет увеличения относительной длины ножки лопатки, оптимизации массы и жесткости демпфера.

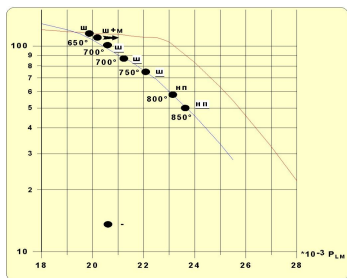


Рис.3. Результаты испытаний биметаллических на длительную прочность образцов из сплавов монокристаллического ЖС32 и гранулируемого ЭП741НП (точки) в сравнении с образцами из отдельных компонентов: ЖС32 (верхняя кривая) и ЭП742НП. (По оси ординат – предел длительной прочности (кг/мм²), по оси абсцисс – параметр Ларсона-Миллера: $P_{LM}=(273+T^{\circ}C)(20+lg\tau)$, где $T^{\circ}C$ – температура, τ – длительность в часах)

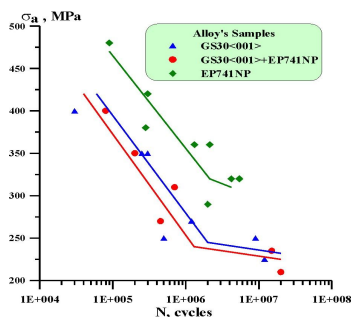


Рис.4. Результаты испытаний МЦУ биметаллических образцов из сплавов монокристаллического ЖС30 и гранулируемого ЭП741НП (нижняя кривая) при температуре 650°C в сравнении с образцами из отдельных компонентов: ЭП742НП (верхняя кривая) и ЖС30. (По оси ординат – напряжения (МПа), по оси абсцисс – число циклов до разрушения)

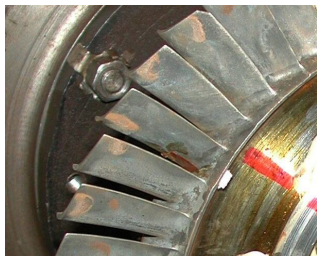


Рис.5. Биметаллический блиск без демпферов



Рис.6. Доработанная конструкция блиска с демпферами

Создания биметаллических блисков на основе процессов диффузионного срачивания разнородных сплавов позволит выйти на новый уровень параметров ГТД в первую очередь малоразмерных высокооборотных турбин.

НОВЫЕ МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ВЛИЯНИЯ АГРЕССИВНЫХ СРЕД НА ПОЛЗУЧЕСТЬ И ДЛИТЕЛЬНУЮ ПРОЧНОСТЬ МЕТАЛЛОВ

*Локощенко Александр Михайлович Научно-исследовательский институт механики
Московского государственного университета им. М.В.Ломоносова Россия 119192
Москва Мичуринский проспект дом 1 Тел./Факс (495)9395308 loko@imec.msu.ru*

1. Введение

Аналізу поведения металлов и металлических конструкций в агрессивной среде посвящено большое количество монографий, тематических сборников и отдельных журнальных статей. В подавляющем большинстве в этих работах исследуются деформационные и прочностные характеристики различных металлов при комнатных температурах, особенностям механического поведения металлов в условиях ползучести при высоких температурах уделяется значительно меньшее внимание. Результаты испытаний показывают, что агрессивные среды приводят к значительному ухудшению эксплуатационных характеристик металлов. Известные исследования показывают, что влияние среды проявляется в основном в протекающих в металле диффузионных и коррозионных процессах.

При описании ползучести и длительной прочности металлов при различных внешних условиях как правило используется предложенная Ю.Н.Работновым [1] концепция механического

уравнения состояния, дополненного системой уравнений для определения кинетических параметров материала [2].

В последние годы в Институте механики МГУ им. М.В.Ломоносова проведен цикл систематических исследований, посвященных моделированию ползучести и длительной прочности металлов в агрессивных средах. В этих исследованиях разработаны новые методы описания влияния сред на характеристики высокотемпературного деформирования и разрушения металлов. Они основаны на применении теории Ю.Н.Работнова с использованием двух кинетических параметров: один из них – поврежденность материала ω , в качестве второго параметра принимается толщина разрушенного поверхностного слоя δ или концентрация специфических характеристик окружающей среды в металле c . Основные результаты этих исследований опубликованы в монографии [3] и статьях [4-13].

2. Анализ масштабного эффекта ползучести и длительной прочности с помощью введения поверхностного разрушенного слоя

Проведено исследование масштабного эффекта, согласно которому уменьшение поперечных размеров конструктивных элементов от 1-2 мм до 0.15-0.2 мм приводит к увеличению скоростей ползучести \dot{p} и уменьшению предельных деформаций ползучести p^* и времен разрушения t^* в несколько раз. Этот эффект необходимо учитывать при проектировании ответственных тонкостенных конструкций. В [4-6] предложен метод оценки влияния поперечных размеров образцов на t^* , который основан на учете различной роли поверхностных и внутренних слоев металла в реальных испытаниях. Для учета особой роли поверхностных слоев металла вводится в рассмотрение зависящий от времени t разрушенный поверхностный слой толщины $\delta(t)$. Длительная прочность определяется в результате решения системы двух кинетических уравнений

$$\dot{\omega} = \dot{\omega}(\sigma, \omega, \delta), \quad \dot{\delta} = \dot{\delta}(\sigma, \omega, \delta), \quad (1)$$

дополненных начальными значениями и условием разрушения

$$\omega(t=0) = 0, \quad \delta(t=0) = 0, \quad \omega(t=t^*) = 1.$$

Напряжение $\sigma(t)$ в плоских образцах толщины H зависит от начального номинального напряжения σ_0 и значения толщины разрушенного слоя $\delta(t)$ в виде

$$\sigma(t) = \sigma_0 [1 - 2\delta(t)/H]^{-1}$$

Конкретизируя виды зависимостей (1), можно описать результаты различных испытаний.

В [4] экспериментальная зависимость t^* от толщины образцов H

$$t^* = C\sigma_0^{-n}H^\beta$$

сравнивается с соответствующей линейной зависимостью t^* от H , у которой показатель $\beta = 1$; в зависимости от значения β введены понятия сильного и слабого масштабных эффектов длительной прочности (при $\beta > 1$ и $0 < \beta < 1$ соответственно). В [4] показано, что система уравнений

$$\dot{\omega} = A_1\sigma^n, \quad \dot{\delta} = B_1\sigma_0^n$$

с постоянной скоростью распространения фронта разрушения описывает слабый эффект, а система

$$\dot{\omega} = A_2 [\sigma / (1 - \omega)]^n, \quad \dot{\delta} = \delta^{-\alpha} \cdot B_2\sigma_0^n, \quad \alpha > 0$$

с монотонно убывающей скоростью $\dot{\delta}(t)$ описывает сильный эффект.

В [5-6] предложен другой, более простой способ учета масштабного эффекта длительной прочности. Здесь возрастающая функция $\delta(t)$ заменена на некоторое среднее по времени значение разрушенного поверхностного слоя δ_0 . Величина δ_0 вычисляется из условия, согласно которому кривые длительной прочности, определенные для неразрушенной центральной части поперечного сечения, не зависят от начальной толщины образцов. Таким образом, семейство кривых длительной прочности, соответствующих образцам с различными характеристиками поперечного сечения, в результате учета разрушенного поверхностного слоя во всех образцах переходит в единую кривую длительной прочности. В большинстве серий испытаний кривые длительной прочности, полученные на образцах разных поперечных размеров, аппроксимируются в логарифмических

координатах $\lg t^* - \lg \sigma_0$ параллельными прямыми, каждая из которых соответствует идентичным образцам. В этом случае среднее (по времени) значение толщины поверхностного разрушенного слоя δ_0 принимается не зависящим от номинального напряжения σ_0 . Однако в некоторых материалах влияние масштабного фактора усиливается с уменьшением напряжения σ_0 , и соответствующие опытные данные аппроксимируются в координатах $\lg t^* - \lg \sigma_0$ непараллельными прямыми [6]. В этом случае необходимо учитывать зависимость средней толщины разрушенного слоя от напряжения, т.е. определять убывающую функцию $\delta_0(\sigma_0)$.

В [4] предложена система уравнений для моделирования масштабного эффекта ползучести.

В [3] приведено применение предложенных уравнений для описания результатов испытаний образцов различной формы при одноосном и сложном напряженных состояниях, во всех случаях рассмотрены методы вычисления используемых материальных констант. Показано, что предложенные модели приводят к уменьшению суммарного разброса экспериментальных и теоретических значений времен разрушения по сравнению со стандартной степенной моделью длительной прочности на сотни и тысячи процентов.

3. Влияние диффузионного процесса на ползучесть и длительную прочность

В [7-9] предложен новый подход в моделировании влияния диффузионного процесса на ползучесть и длительную прочность. Основа этого подхода заключается во введении диффузионного фронта, разделяющего невозмущенную и возмущенную области рассматриваемого тела, и определении движения границы между этими областями. Показаны высокая точность и эффективность предлагаемого метода. Этот метод позволяет представить решение уравнения диффузии в удобной для анализа форме. Получена система уравнений, описывающих взаимодействие диффузионного и коррозионного фронтов в процессе ползучести. В [3] приведены решения типичных задач при различных граничных условиях. Предложен упрощенный вариант данного метода, в котором накопление поврежденности материала во времени зависит от интегрально среднего (в объеме тела) значения концентрации элементов окружающей среды в металле. Предложен критерий

длительной прочности, связывающий времена разрушения в присутствии и отсутствии агрессивной окружающей среды.

В процессе повышения уровня концентрации элементов окружающей среды в металле происходит изменение его механических свойств, и вследствие этого возникает неоднородность напряженного состояния при однородном деформированном состоянии. В [10] эта особенность моделируется для случая одноосного растяжения с помощью использования дробной зависимости скорости ползучести от осевого напряжения.

В [11-13] эта же неоднородность напряженного состояния обнаруживается в другой модели, в которой рассматриваемое тело представляется состоящим из большого количества структурных элементов. Для описания эффекта длительной прочности вводится понятие вероятности разрушения структурного элемента. Данная вероятность является функцией инвариантов тензора напряжений и концентрации элементов среды. Вследствие воздействия агрессивной окружающей среды и неравномерного поля напряжений отдельные структурные элементы разрушаются раньше остальных, вызывая перераспределение нагрузки на оставшиеся элементы. Для изучения полученного разрыхления материала, характеризующего его поврежденность, вводится параметр плотности неразрушенных структурных элементов и рассматривается кинетическое уравнение для описания его изменения во времени. Для рассмотрения длительного разрушения тела в целом вводится движущаяся поверхность разрушения, отделяющая разрушенные области от неразрушенных. В качестве критерия разрушения тела принимается условие стремления скорости движения поверхности разрушения к бесконечности. В качестве кинетического уравнения для концентрации элементов окружающей среды в материале принимается уравнение диффузии. Для скорости ползучести принимается дробное соотношение, учитывающее вторую и третью стадии ползучести. Приведено решение ряда задач с помощью предложенной модели для случаев одноосного [11] и сложного [12-13] напряженных состояний. Изложены возможности модели при описании различных особенностей напряженно-деформированного состояния тел в присутствии агрессивной окружающей среды. В качестве примеров рассмотрены масштабный эффект ползучести и длительной прочности, влияние предварительного окисления на последующую ползучесть, учет анизотропии и др.

В монографии [3] рассмотрено применение предложенных моделей при анализе наблюдаемых в экспериментах особенностей

деформирования и разрушения. Показано, что применение предложенных подходов приводит к уменьшению суммарного разброса экспериментальных и теоретических характеристик (по сравнению со стандартными моделями) в 2-3 раза, а в ряде случаев – в 10-15 раз. Во всех расчетах учет влияния агрессивной окружающей среды как правило проводится с помощью введения всего одной дополнительной материальной константы.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (проект №05-01-00184) и ИНТАС (проект №03-51-6046).

Литература

1. Работнов Ю.Н. Ползучесть элементов конструкций. -М.: Наука, 1966. 752 с.
2. Локощенко А.М. Ползучесть и длительная прочность металлов в агрессивных средах (обзор) // НАНУ. Физико-химическая механика материалов. 2001. №4. С.27-41.
3. Локощенко А.М. Ползучесть и длительная прочность металлов в агрессивных средах. М.: Изд. МГУ им. М.В.Ломоносова. 2000. -178 с.
4. Локощенко А.М. Зависимость характеристик ползучести и длительной прочности от размеров поперечного сечения образцов // НАНУ. Физико-химическая механика материалов. 1997. Т.33. №1. С.70-74.
5. Локощенко А.М. Влияние масштабного фактора на длительную прочность // НАНУ. Проблемы прочности. 1995. №3. С.13-18.
6. Локощенко А.М. Зависимость характеристик длительной прочности от параметров поперечного сечения образцов // Известия ВУЗов. Машиностроение. 1995. №4-6. С.5-11.
7. Локощенко А.М., Шестериков С.А. Моделирование влияния окружающей среды на ползучесть и длительную прочность // Известия РАН. Механика твердого тела. 1998. № 6. С. 122-131.
8. Локощенко А.М., Платонов Д.О. Расчет длительной прочности с использованием приближенного решения уравнения диффузии // НАНУ. Физико-химическая механика материалов. 2003. №.1. С.15-21
9. Lokoshchenko A.M. The application of an approximate analysis of the diffusion process for a description of creep and creep rupture // International Journal of Mechanical Sciences. 2005. Vol.47. №3. P.359-373.
10. А.М.Локощенко, Д.А.Кулагин. Анализ масштабного эффекта длительной прочности // Научн. тр. I Международного семинара “Актуальные проблемы прочности”. НовГУ. Новгород. 1997. Т.1. Ч.2. С.229-235.

11. Кулагин Д.А., Локощенко А.М. Анализ влияния окружающей среды на длительную прочность с помощью вероятностного подхода // Известия РАН. Механика твердого тела. 2001. №1. С.124-133.
12. Кулагин Д.А., Локощенко А.М. Моделирование влияния агрессивной окружающей среды на ползучесть и длительную прочность металлов при сложном напряженном состоянии // Известия РАН. Механика твердого тела. 2004. №1. С.188-199.
13. Kulagin D.A., Lokoshchenko A.M. Analysis of the influence of aggressive environment on creep and creep rupture of rod under pure bending // Archive of Applied Mechanics. 2005. Vol.74. P. 518-525.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ИЗДЕЛИЙ ПУТЕМ СИСТЕМНОЙ ОПТИМИЗАЦИИ ПОВЕРХНОСТНОГО УПРОЧНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

Лившиц М. Ю., Деревянов М.Ю.
Самарский государственный технический университет,
ул. Молодогвардейская, 244, Самара, 443100, Россия, тел. (846) 3321106, E-mail:
[*entcom@samgtu.ru*](mailto:entcom@samgtu.ru)

В современной промышленности для повышения надежности, износостойкости и долговечности металлических деталей используют упрочняющие технологии, приводящие к изменению физико-механических свойств поверхности детали. Традиционные методы улучшения технико-экономических производственных показателей ориентированы на специфический характер производств, в которых использовались упрочняющие технологии в период доинформационных технологий.

Вступление в рыночные отношения при негарантированном сбыте, изменяющихся и повышенных требованиях потребителя требует современных подходов к управлению и модернизации этих технологических процессов. Выход на внешний рынок и внедрение международных стандартов качества (например, ИСО 9000), требующих “прозрачности” технологии для потребителя, вообще проблематичны без существенной переориентации целевых установок и технологической стратегии. В ряде работ [1,3] автора разрабатывается системный подход к решению этой проблемы путем оптимизации технологии химико-термической обработки (ХТО) поверхности детали на автоматизированных гибких производственных модулях.

Достаточно широко распространенной среди технологий ХТО является цементация, заключающаяся в насыщении поверхности детали углеродом.

В последнее время вместо традиционной газовой цементации все чаще применяют вакуумную цементацию, обеспечивающую существенное повышение качества поверхности и производительности оборудования по сравнению с газовой цементацией. Поэтому элементы системной оптимизации процесса рассмотрим на реальном примере вакуумной цементации шарошек буровых долот.

Подобные управляемые процессы механики сплошной среды в силу распределенного в пространственно-временном континууме управляемого состояния и управляющих воздействий относятся к классу объектов управления с распределенными параметрами (ОРП). Оптимальное управление объектами с распределенными параметрами является качественно более сложной проблемой по сравнению с управлением объектами с сосредоточенными параметрами. Специфические особенности этой проблемы связаны со следующими обстоятельствами:

- ОРП описывается системами дифференциальных уравнений в частных производных, интегральными уравнениями, интегро-дифференциальными уравнениями, смешанными дифференциальными уравнениями в частных и полных производных, а подчас и другими более сложными функциональными уравнениями, которые не допускают безусловной редукции к конечномерному пространству состояний.

- ОРП требует использования пространственно-временных управляющих воздействий, область определения которых может не совпадать с пространством состояний объекта оптимизации.

- На управляющие воздействия и функции состояния ОРП могут накладываться сложные ограничения, включая бесконечномерные.

- Техническая реализация систем управления ОРП связана со значительно большими трудностями по сравнению с техникой управления системами с сосредоточенными параметрами

Постановка задачи оптимального управления как системная проблема сводится к следующим процедурам, понимаемым как подсистемы:

- назначение критерия оптимальности или критериев в случае многокритериальной постановки;

- описание объекта управления - как правило, в форме краевых задач математической физики;

- определение областей, множеств, классов допустимых управлений и допустимых состояний объекта управления, включая начальные и конечные, определение и формализация ограничений.

Охарактеризуем эти подсистемы.

Основным элементом системного подхода к проблеме является целеполагание, в рассматриваемом случае - назначение критериев оптимальности. В большинстве известных автору исследований в области оптимизации промышленных процессов в качестве критериев оптимальности недостаточно обосновано использованы технологические и технико-экономические группы критериев и весьма редко применяются эксплуатационные критерии. Полученные при этом результаты нередко вступают в противоречие между собой и, что наиболее существенно в условиях рыночной экономики, с интересами потребителя. При системном подходе родственные понятия: целостность, эмергентность, негентропийность, целеполагание – определяют структуру проектируемых систем оптимального управления с распределенными параметрами (СРП).

Для рассматриваемых технологических процессов упрочнения иерархическая структура локальных критериев оптимальности может быть получена путем декомпозиции заданного глобального критерия, в качестве которого можно использовать, например, экономический критерий оценки жизненного цикла изделия – приведенный доход J_T т. к. он расположен выше оптимизируемых технологических процессов в целевой иерархии.

При этом структурная декомпозиция глобального критерия оптимальности порождает соответствующее "дерево целей", как совокупность локальных эксплуатационных и технологических критериев, которому соответствует "дерево моделей". Адекватность моделей локальным критериям и определяет минимально допустимую сложность моделей. В соответствии с системным принципом иерархии и приоритетом целенаправленности математические модели должны также быть иерархически упорядочены на базе гомоморфизма моделей верхнего уровня по отношению к моделям нижнего уровня на основе агрегирования переменных состояния последних [1]. Детализация описания возрастает по мере продвижения вниз по иерархическим ступеням на основе декомпозиции моделей верхнего уровня параллельно декомпозиции глобального критерия .

Для оптимизации ОРП используются иерархические, структурные и конструктивные модели. При этом, если конструктивные модели имеют общий базис (для рассматриваемых процессов ХТО-термодинамический), целесообразно осуществить его вычленение с

целью получения общих закономерностей оптимизации этих процессов.

Математическая модель диффузии углерода при постоянной температуре, согласно второму закону Фика, может быть принята в форме краевой задачи массопереноса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial C(x, \tau)}{\partial \tau} &= D \cdot \frac{\partial^2 C(x, \tau)}{\partial x^2}; \\ -D \cdot \left. \frac{\partial C(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x=0} &= \beta(\tau) \cdot (\varphi(\tau) - C(x, \tau)|_{x=0}); \quad \left. \frac{\partial C(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x \rightarrow \infty} = 0; \\ C(x, 0) &= C_0; \end{aligned} \quad (1)$$

где $C(x, \tau)$ - концентрация углерода в детали; $D(C)$ - коэффициент диффузии углерода в сталь, $\beta(\tau)$ - коэффициент массопереноса; $\varphi(\tau)$ - углеродный потенциал атмосферы, x - толщина детали, τ - время.

Для выявления ограничений и допустимых состояний ОРП прежде всего, отметим установленные рамками конструктивной модели условия принадлежности функции состояния C допустимой области, пространства, определяемого конкретной формой модели. Кроме того, обычно действуют энергетические и технологические ограничения на управление. В процессе цементации, естественно, требуется безусловное выполнение ограничений на максимальное значение концентрации углерода в металле, связанное с карбидообразованием и рядом других условий:

$$C(x, \tau) \leq C_{max}, \forall \tau \in [0, t_k], \forall x \in [0, \infty) \quad (2)$$

В ходе диффузионного насыщения нет необходимости и технической возможности обеспечить в конце процесса точную реализацию заданного профиля $C^*(x)$, так как в производственных условиях всегда существует ряд неконтролируемых возмущений: вариации начального содержания углерода в стали C_0 , нестабильность газового состава среды, неравномерность потока атмосферы и т. д. Кроме того, заданный профиль $C^*(x)$ может не принадлежать решениям краевой задачи (1), что вообще свидетельствует о его принципиальной недостижимости.

В реальных условиях допустимых диапазонов изменения параметров технологической и эксплуатационной ветвей структурной модели требуемое результирующее состояние процесса цементации

трансформируется из заданного распределения концентрации $C^*(x)$ в некоторую область Ω_c - «трубку» допустимых отклонений $C^*(x) \pm \varepsilon$, которая характеризуется Чебышевской мерой [1,3]:

$$\rho_c = \max_{x \in [0, \infty)} |C^*(x) - \varepsilon|. \quad (3)$$

Естественно, для получения наибольшей износостойкости величина ε должна быть минимальной. Таким образом, для объекта управления (1) в условиях ограничений (2), формулируются: задача

быстродействия: $\min_{\varphi(\tau)} J_{\tau}^{iio} = \min_{\varphi(\tau)} t_k \Big|_{C(x, t_k) \in \Omega_c}$ и задача максимальной

точности: $\min_{\varphi(\tau)} J_{\varepsilon}^{iio} = \min_{\varphi(\tau)} \max_{x \in [0, h_{nc}]} |C(x, t_k) - C^*(x)|$.

Поставленные задачи представляют собой задачи оптимального управления с подвижным правым концом траектории в бесконечномерной негладкой области

$\Omega_c = \left\{ C(x, \tau) : \max_{x \in [0, h_{cr}]} |C(x, t_k) - C^*(x)| \leq \varepsilon \right\}$ допустимых результирующих состояний.

Решение этих задач альтернативным методом оптимизации (АМО) [2,3], определяет как оптимальное управление

$v^0(\tau) = \varphi(\tau) \equiv \varphi(\Delta_n^{(i)}) \subset R^n$, $i = 1, 2, \dots, n$, в форме кусочно-

постоянных функций с i интервалами постоянства Δ_i , так и предельно достижимую в каждом i -м подмножестве

точность $\varepsilon = \varepsilon_{\min}^{(i)} = \max_{\varphi(\Delta_i^{(i)})} |C(x, t_k, \Delta_i) - C^*(x)|$ равномерного

приближения к заданному из условий удовлетворения эксплуатационным требованиям профилю $C^*(x)$.

Для реальной промышленной технологии вакуумной цементации шарошек буровых долот диаметром $d = 215.9$ мм в печи марки VUT - (LCP). По сравнению с известной технологией, предложенный оптимальный алгоритм обеспечивает 13% повышения производительности установки при увеличении точности отработки требуемого профиля распределения углерода на 5,8%.

Системная постановка задач оптимизации тесно связывает между собой элементы: целеполагание, моделирование и собственно

оптимизацию, что обеспечивает высокую эффективность применения предлагаемого подхода, как к рассматриваемому примеру, так и к широкому кругу таких процессов поверхностного упрочнения как закалка, химико-термическая обработка и другие [1].

Литература

1. Лившиц М.Ю. Критерии оптимизации процессов технологической теплофизики. //Труды международной конференции "Проблемы управления и моделирования в сложных системах". Самара: Самарский научный центр РАН. 1999. с. 212-217.
2. Рапопорт Э.Я. Альтернативный метод в прикладных задачах оптимизации. -М.:Наука. 2000.
3. Лившиц М.Ю. Оптимизация технологических процессов по системным критериям качества.// Известия Самарского научного центра Российской академии наук. №1 (5),Т.3., Январь-июнь.2001, с.86-93.

РАСЧЕТ ПРОЧНОСТИ МОТОРНОЙ ТЕЛЕЖКИ ДИЗЕЛЬ-ПОЕЗДА

Кононова Ольга Владимировна

Рижский Технический университет, Институт механики, Эзермалас 6, Рига LV-1006, Латвия, +371 7089407, olga.kononova@gmail.com

Данная статья посвящена расчету прочности моторной тележки дизель-поезда ДР1Б. В дизель-поезде ДР1Б используется стандартная тележка КВЗ-ЦНИИ типа I, необходимость расчета статической прочности и нахождения опасных точек возникла потому, что была увеличена масса кузова брутто, приходящаяся на моторную тележку, на 10% по сравнению с предыдущим аналогом.

Для рамы тележки используется материал: сталь СтЗсп5 ГОСТ 14637-89, модуль упругости $E=2.1e+011\text{Н/м}^2$, коэффициент Пуассона $\nu=0.30$, предел текучести $\sigma_T=240\text{МПа}$, плотность материала $\rho=7850\text{кг/м}^3$. Для литых кронштейнов используется материал сталь: 20л ГОСТ 977-88, модуль упругости $E=2.1e+011\text{Н/м}^2$, коэффициент Пуассона $\nu=0.30$, предел текучести $\sigma_T=286\text{МПа}$, плотность материала $\rho=7850\text{кг/м}^3$.

Расчет производился в единицах измерения метрической системы СИ. Для расчета напряжений в элементах рамы применен линейный статический анализ, основанный на конечно-элементной модели (рис.1). Размер конечного элемента составляет в среднем 40мм,

количество элементов 82636, количество узлов 162414. Тип конечного элемента – тетраэдр.

Все схемы нагружения рамы тележки были уравновешены, следовательно, место закрепления значения не имеет. Модель жестко закреплена на одном конце продольной балки рамы тележки (рис. 1).

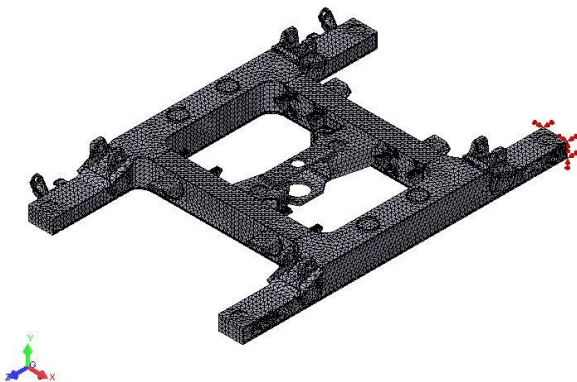


Рис.1. Конечно-элементная модель тележки дизель поезда

Рама тележки дизель-поезда была нагружена следующей совокупностью нагрузок: сила тяжести брутто; вертикальные динамические силы при конструкционной скорости; вертикальная добавка при действии продольной силы инерции кузова; силы, действующие при динамическом вписывании в кривую; вертикальные силы при тяге; вертикальные силами торможения; продольная сила инерции кузова при разгоне; продольная сила инерции кузова при торможении; кососимметричные силы; собственный вес тележки.

Оценка прочности тележки по допускаемым напряжениям при наиболее невыгодном возможном сочетании одновременно действующих нормативных сил выполняется в соответствии с установленными ниже расчетными режимами [1]:

Pa режим – режим эксплуатационный, учитывает силы, действующие на тележку при разгоне поезда до конструкционной скорости или торможении с этой скорости при прохождении кривой;

Pb режим – режим эксплуатационный, учитывает силы действующие на тележку при трогании поезда с места, торможении с малой скорости до остановки.

Режим Pa включает в себя все выше перечисленные нагрузки и поэтому является более опасным. Что касается сравнения режима торможения и режима разгона, то уровень напряжений, возникающих

в этих режимах почти одинаков, и поэтому здесь в качестве примера приведен только один режим – режим торможения.

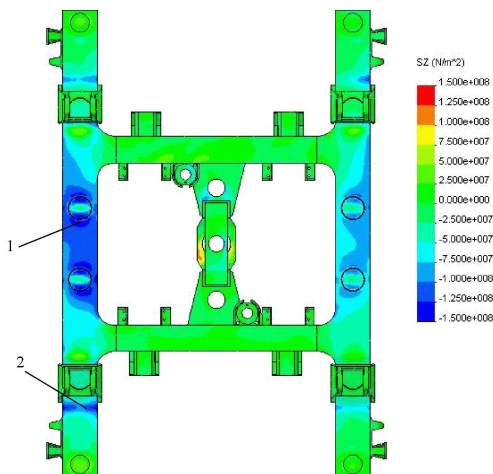


Рис.2. Распределение напряжений при нагружении рамы в режиме торможения (нормальные напряжения по оси z)

Наибольшие напряжения в конструкции рамы моторной тележки возникают около скользунов (зона 1, рис.2) и в местах крепления кронштейнов буксового узла к раме (зона 2, рис.2). Наибольшие нормальные напряжения, возникающие в конструкции, составляют $\sigma_{max}=146\text{МПа}$ при допустимых напряжениях $[\sigma]=150\text{МПа}$, что удовлетворяет нормативной оценке статической прочности [1].

Литература

1. Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов и динамических качеств экипажной части моторвагонного подвижного состава, железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм, ВНИИЖТ, Транспорт, Москва. 1997 г.

НАДЕЖНОСТЬ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ЛЕЖНЕВЫХ ОПОР ВАГОНА ЦИСТЕРНЫ

*Бойко Александр Филиппович, Кононова Ольга Владимировна
Рижский Технический университет,
Эзермалас 6, Рига LV-1006, Латвия, +371 7089396, Факс: +371 7089746,
boyko_af@yahoo.com, olga.kononova@gmail.com, www.rtu.lv/mmd/zpl.htm*

В эксплуатации при техническом освидетельствовании вагонов-цистерн часто выявляются зазоры в соединении с нижним (броневым) листом из-за проседания внутренних (нижних) лежневых опор, вследствие чего котел опирается только на крайние (верхние) лежневые опоры. Также выявляются значительные потертости нижнего (броневого) листа в зоне лежневых опор в вертикальном и поперечном направлениях вплоть до возникновения трещин.

Поэтому в данной работе выполнена оценка усталостной прочности котла вагона-цистерны на основании прочностного расчета. Определен характер изменения во времени основных нагрузок и их влияние на появление усталостных трещин котла в зоне № 2 – вертикальных сварных швов приварки днищ к обечайке котла и в зоне № 3 – горизонтальных сварных швов нижнего (броневого) и бокового листа над лежневыми опорами (Рис.1, зона 2 и 3).

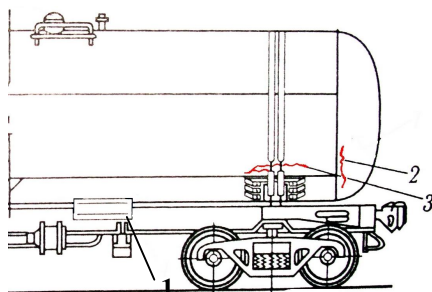


Рис.1. Основные повреждения котла вагона-цистерны

Расчет усталостной прочности выполнен для котла вагона – цистерны 15-Ц863 эксплуатирующейся на Латвийской железной дороге. В соответствии с [1], котел изготовлен из стали Вст3, предел текучести - $\sigma_T=245$ МПа, предел прочности - $\sigma_B=370$ МПа, предел выносливости - $\sigma_{-1}=170$ МПа. Срок службы вагона - 32 года.

Расчет выполнен на конечно-элементной модели с использованием пространственных твердотельных конечных элементов (КЭ) в виде тетраэдров с шестью степенями свободы в каждом узле. Грани КЭ описаны параболической функцией. Сетка разбиения на КЭ имеет



Рис.2. Зона сварного шва бокового и нижнего листа котла над лежневыми опорами

разбиения на КЭ имеет размеры 30мм и 50мм с редуцированием у концентраторов напряжений и включает 260409 конечных элементов.

В модели учтены обечайка люка-лаза и фасонные лапы.

При всех расчетных комбинациях нагрузок котел радиально закреплялся в зонах лежневых опор, а в зоне фасонных лап 1 (Рис.1.) ограничивались перемещения в продольном и поперечном направлениях, относительно продольной оси вагона.

Расчеты проведены в следующем порядке:

Выполнен прочностной расчет котла от действия отдельных сил для обеспечения требуемого уровня безопасности в соответствии с [2]. При этом более жесткие требования имеют приоритетное значение.

В результате прочностного расчета максимальные эквивалентные напряжения (1) возникают у нижнего листа обечайки (зона 3) и днища котла у лежневых опор (зона 2).

Эквивалентные напряжения (Von Mises) рассчитывались из шести компонент напряжений по формуле (1).

$$\sigma_{EQ} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)}{2}} \quad (1)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ – нормальные напряжения, $\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – касательные напряжения

Для оценки усталостной прочности котла выбраны только те виды нагружения, для которых выполняются условия (2). То есть, если количество циклов нагрузки n_i мало за срок службы вагона и если эквивалентные напряжения не превышают предела выносливости материала $[\sigma_{-1}]$ тогда расчет усталостной прочности от такой нагрузки вести нецелесообразно.

$$\sum \frac{n_i}{[N]} \leq 1, \quad \frac{\sigma_{eq}}{[\sigma_{-1}]} \leq 1 \quad (2)$$

Вагон-цистерна находится в сложном напряженном состоянии, поэтому необходимо нагружать котел набором нагрузок выбранных по условию (2) и скомпонованных по направлениям действия:

Вертикальные динамические – нагрузки от сил тяжести котла и груза; продольные – нагрузки от сил гидроудара жидкости и продольной силы инерции котла, при эксплуатационном соударении (без учета сил тяжести); поперечные – нагрузки от сил инерции котла и груза (при перевалке и в кривой). В дальнейшем поперечные нагрузки не учитывались, так как напряжения от них малы и не удовлетворяют условию (2).

Согласно [2] частота возникновения усилий 1000 кН сжатия и растяжения при движении – 0,289 и 0,269, а число циклов 5058 и 2018 соответственно за 1 год эксплуатации.

Расчет усталостной прочности проводится при помощи *S-N* усталостной кривой Велера, для углеродистой стали Вст3. Работа

конструкции учитывается в упругой области. Используется гипотеза линейного суммирования повреждений Пальмгрена-Майнера (3), когда доля повреждаемости D при любом уровне амплитуды напряжений пропорциональна отношению числа циклов действия напряжений n_i к полному числу циклов N_o , которое привело бы к разрушению при этом уровне. Число режимов нагружения обозначено k . Теоретически разрушение наступает при $D = 1$.

$$D_i = \sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_o} \quad (3)$$

Используемая линейная теория не описывает влияния очередности воздействия на котел напряжений различных уровней и предполагает, что предыдущая история нагружения не влияет на скорость накопления повреждений, что является недостатком данного метода.

Вертикальные динамические нагрузки при условиях опирания на все бруски лежневых опор без зазоров вызывают повреждаемость конструкции в зонах 2, 3 до 45% за срок службы вагона. Продольные эксплуатационные нагрузки – вызывают повреждаемость конструкции в зоне 2 до 20 % за срок службы вагона.

При эксплуатации вагона-цистерны с просевшими внутренними (нижними) лежневыми опорами котел опирается только на крайние (верхние) лежневые опоры. Повреждаемость котла в этом случае от суммы вертикальных и продольных эксплуатационных нагрузок достигает 220% (Рис.3.а.), а расчетный срок службы котла в зоне крайних (верхних) лежневых опор опасно мал и составит лишь 11 - 14 лет (Рис.3.б) при номинальном сроке службы 32 года.

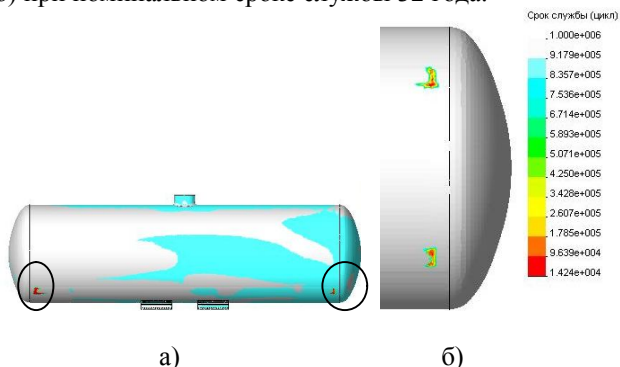


Рис.3. а) Повреждаемость котла за срок службы от суммы вертикальных и продольных эксплуатационных нагрузок, вид сбоку, б) эпюра срока службы, фрагмент лежневых опор, вид снизу

На основании результатов конечно-элементного расчета усталостной прочности котла вагона-цистерны модели 15-Ц863 на комбинации вертикальных и горизонтальных циклических нагрузок, можно сделать вывод, что прочность котла при режимах нормальной эксплуатации с опиранием котла на все бруски лежневых опор удовлетворяет требованиям [2] и имеет запас прочности.

При опирании котла вагона-цистерны только на крайние (верхние) лежневые опоры возникают значительные напряжения местного изгиба оболочки вокруг лежневых опор. Повреждаемость от динамических и продольных эксплуатационных нагрузок (Рис.3.а.) в 2,2 раза превышает допускаемую величину, таким образом, надежность лежневых опор крайне мала - расчетный срок службы котла вагона-цистерны уменьшается в 2,3 – 2,9 раза (Рис.3.б) от номинального значения срока службы вагона-цистерны.

При освидетельствовании вагонов-цистерн следует своевременно поджимать соединение котел - лежневые опоры и заменять просевшие деревянные бруски лежневых опор для равномерного прилегания котла. В зонах приварки обечайки к днищу и нижнего листа котла у лежневых опор необходимо проводить диагностику сварочных швов методами неразрушающего контроля.

Литература

1. Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520мм. Альбом – Справочник 002И-97 ПКБ ЦВ Проектностроительное бюро, 1998 г.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов, железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)”, Изменения и дополнения №1 и №2 ВНИИВ-ВНИИЖТ, М., 1996 г.

ПОВЫШЕНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ БУРОВЫХ ДОЛОТ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДЕТОНАЦИОННОГО МЕТОДА НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ

*Калашников В.В., Ненашев М.В., Деморецкий Д.А. Макейкин И.В., Тимохин И.С.
ГБОУ ВПО Самарский государственный технический университет
Россия, г. Самара, ул. Первомайская, 1, тел.: (846) 337-04-72, e-mail: ttxb@samgtu.ru*

Современная нефтегазодобывающая промышленность идет по пути интенсификации силовых и скоростных режимов бурения, что требует постоянного совершенствования и повышения долговечности элементов буровых долот (цапф, лап, шарошек, зубков и др.) и

предъявляет более жесткие требования к методам оценки их качества. Последнее усугубляется тем, что большинство существующих методик ресурсных испытаний материалов основаны на устаревших концепциях прочности, не отвечающих современным представлениям физики разрушения твердых тел. В результате получаемые характеристики зачастую не отражают эксплуатационные свойства изделий.

Основными требованиями к механическим характеристикам конструкционных металлов и сплавов, определяющими их эксплуатационные свойства, является их прочность и долговечность, т.е. стойкость к воздействию разрушающих факторов с которыми неизбежно связана эксплуатация изделия. Буровые долота относятся к устройствам, работающим в наиболее неблагоприятных условиях, обусловленных высокими статическими и динамическими нагрузками и абразивной, коррозионно активной средой. Опыт эксплуатации шарошечных долот показывает, что основными разрушающими факторами при бурении являются два вида воздействий – трение в абразивной среде и циклические ударные нагрузки, возникающие при ударах твердосплавного вооружения о породу, вызывающих соответственно абразивное изнашивание и усталостное разрушение (хрупкие сколы) материалов, лимитирующие долговечность долот.

Повышение эксплуатационной долговечности зубков связано с задачей повышения износостойкости и трещиностойкости стальных и твердосплавных материалов. Эти свойства необходимо контролировать в совокупности, поскольку основной метод повышения износостойкости – повышение твердости, как правило, уменьшает сопротивление хрупкому разрушению, и, наоборот, с уменьшением твердости (ростом пластичности) увеличивается трещиностойкость, а износостойкость при этом падает. Таким образом, указанные свойства конкурируют в материале и для решения проблемы важно регламентировать значения каждого из параметров.

Одним из способов технологического решения указанной проблемы является использование деталей из материалов с достаточной пластичностью с нанесенными на них износостойкими покрытиями. При изготовлении долот, как правило, применяются наплавленные покрытия из стеллита различных марок. Основным недостатком используемых покрытий является недостаточная стойкость к абразивному истиранию, что приводит к преждевременному выходу из строя опор скольжения. Более износостойкие твердосплавные покрытия из порошков серии ВК требуют иных методов нанесения, одним из которых является

детонационный способ.

В результате исследований, выполненных в Самарском государственном техническом университете, разработан способ детонационного нанесения покрытий с применением конденсированных активных добавок. Нанесение покрытий осуществляется посредством высокоскоростного метания во фронте ударной волны расплывенного порошкообразного материала продуктами детонации, возникающими в результате направленного взрыва газовой смеси и конденсированного взрывчатого вещества.

В СамГТУ проведены исследования, связанные с отработкой технологии детонационного нанесения твердосплавных покрытий и выявления области оптимального применения способа при изготовлении шарошечных буровых долот. Выполнены исследования стойкости покрытий к абразивному истиранию, к хрупкому разрушению и исследования прочности сцепления покрытия с основой.

В результате проведенных исследований установлено, что твердосплавные покрытия, нанесенные методом детонационного напыления, имеют значения твердости порядка 1200...1400 кгс/мм² и энергии активации до 350 кДж/моль, характерные для спеченных твердосплавных материалов.

При напылении покрытий на «мягкие» материалы наблюдается наклеп материала основы на глубину порядка 100мкм, повышающийся по мере приближения к покрытию на 15 %. Со стороны покрытия в ряде случаев также образуется переходная зона глубиной до 200 мкм, в которой твердость покрытия при приближении к основе снижается на 25%. Отмеченные переходные зоны создают благоприятные условия в зоне контакта, снижая концентрацию напряжений на границе «покрытие-основа». Склерометрические испытания показали достаточно высокую степень прочности сцепления покрытия с материалом основы.



Рис. Внешний вид долота 124,0 М-ГАУ R479Б с детонационным покрытием из ВК-12, извлеченного после нормированного интервала бурения

Проведенные натурные испытания различного рода образцов с нанесенными твердыми (металлокерамическими) сплавами показали высокую эффективность

данного метода увеличения поверхностной твердости, при этом ресурс работы изделий увеличивается более чем в 2,5 раза.

На рисунке представлен внешний вид долота 124,0 М-ГАУ R479Б с покрытием ВК-12, нанесенным детонационным способом, извлеченного после проходки им нормированного интервала бурения. Состояние поверхности долота (наличие покрытия на всей обработанной поверхности) свидетельствует о том, что нанесенное покрытие имеет достаточную твердость и величину адгезии.

В настоящее время разработанная технология используется для нанесения детонационных покрытий на элементы буровых долот, производимых в ОАО «Волгабурмаш» (г. Самара).

ВЛИЯНИЕ КОНДЕНСИРОВАННЫХ АКТИВНЫХ ДОБАВОК В ПРОЦЕССЕ ДЕТОНАЦИОННОГО НАНЕСЕНИЯ ПОКРЫТИЙ НА ИХ АДГЕЗИОННУЮ СПОСОБНОСТЬ

*Калашиников В.В., Деморецкий Д.А., Ненашев М.В., Ахполов Е.А.
ГОУ ВПО Самарский государственный технический университет
Россия, г. Самара, ул. Первомайская, 1, тел.: (846) 337-04-72, e-mail: itxb@samgtu.ru*

В настоящее время для повышения надежности и долговечности технических систем и технологических процессов все более широкое применение находит детонационный способ нанесения различного рода покрытий. Назначение детонационных покрытий заключается в упрочнении поверхности деталей и инструмента с целью предотвращения их разрушения под влиянием окружающей среды или контактного взаимодействия с сопряжённой деталью или обрабатываемым материалом, а также под влиянием совместного действия этих факторов.

По своему назначению детонационные покрытия могут быть износостойкими, коррозионностойкими, электроизоляционными, фрикционными, антифрикционными, жаростойкими, электропроводящими, со специальными свойствами. Во многих случаях покрытие обладает одновременно несколькими из вышеперечисленных свойств.

Нанесение покрытий детонационным способом осуществляется посредством высокоскоростного метания во фронте ударной волны распыленного порошкообразного материала продуктами детонации,

возникающими в результате направленного взрыва газовой смеси.

Детонационный способ нанесения покрытий обладает следующими неоспоримыми достоинствами: возможность нанесения покрытий на холодную подложку, так как активация соединяемых материалов обеспечивается высокой скоростью напыляемых частиц; меньшая чувствительность к исходной чистоте поверхности; умеренный нагрев детали при нанесении покрытий (как правило, менее 250⁰С); высокая скорость роста толщины покрытия (20-60 мкм/с); низкая пористость покрытий (менее 1%); возможность нанесения широкого круга материалов: металлов и сплавов, окислов, смесей окислов, металлокерамических твёрдых сплавов на основе карбидов вольфрама, хрома, титана, а также смесей карбидов с металлами.

Детонационный способ может быть использован для нанесения покрытий из порошковых материалов на поверхности деталей машин, приборов, инструментов и аппаратов, применяемых в различных областях техники при их производстве, а также восстановительном ремонте.

Однако, как показывают экспериментальные исследования, существующие технологии обеспечивают невысокую стабильность механических характеристик покрытий, а, в некоторых случаях, недостаточно высокую адгезию. Так, различие значений твердости покрытия может составлять до 30 %.

С целью повышения стабильности механических характеристик детонационных покрытий предложена технология, основанная на использовании энергии взрывчатого превращения не только газовых смесей, но и конденсированных активных добавок (взрывчатых веществ), обладающих более высокими детонационными характеристиками. При этом заданное количество газообразной взрывной смеси подается во взрывную камеру и ствол детонационной пушки. Одновременно с заполнением ствола взрывной смесью в ствол вводится напыляемый порошок и конденсированное ВВ. После заполнения ствола взрывной смесью производится ее иницирование электрической искрой. Покрытия наносятся на поверхность детали, установленной на определённом расстоянии перед выходным отверстием ствола. Под действием детонационной волны частицы порошка приобретают скорость более 1500 м/с. За счет высокой температуры и скорости движения частиц порошка на поверхности обрабатываемого металла происходит микросварка.

Качество покрытий, наносимых по предложенной технологии, проверено экспериментально на прямоугольных образцы материалов

(70×30×30мм), используемых для изготовления лап и шарошек буровых долот. На указанные образцы детонационным способом наносились твердосплавные покрытия толщиной около 0,5 мм по традиционной и предложенной технологиям.

Градиент механических свойств образцов с покрытиями исследовали путем оценки микротвердости материалов с шагом по глубине 50 мкм в обе стороны от границы «покрытие-основа».

Микротвердость по Виккерсу определялась стандартным методом вдавливания алмазной пирамиды с углом при вершине 136°. Нагрузка на индентор составляла 100 г.

Энергия активации пластической деформации поверхностного слоя, являющаяся основной характеристикой действующего механизма повреждаемости, оценивалась методом склерометрии. Царапины наносились индентором - алмазной пирамидой с углом при вершине 136° путем перемещения столика микротвердомера с образцом относительно индентора, опущенного на изучаемую поверхность под постоянной нагрузкой.

Склерометрическим способом также была проведена качественная оценка прочности сцепления покрытия с материалом основы. Для этого выполнялось царапание косо шлифа образца с покрытием со стороны основы в сторону покрытия. В этом случае перемещение внедренного индентора моделирует движение по исследуемой обрабатываемой поверхности твердого выступа абразивного круга или режущей кромки резца. При этом качество сцепления покрытия с основой определялось путем визуального контроля участка внедрения индентора в покрытие. При достаточной прочности покрытия на сдвиг в переходной зоне не должно наблюдаться сколов и отслаиваний покрытия от основного материала.

На рисунке приведены борозды, оставленные при пропахивании алмазным индентором переходной зоны. Переход от материала основы к покрытию на фотографии представлен в виде резкого сужения борозды.

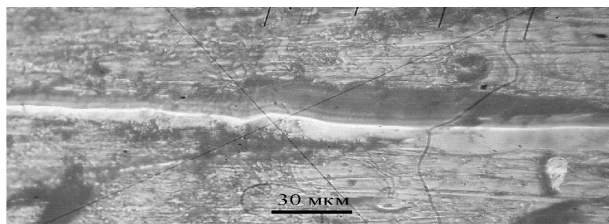


Рис. Внешний вид следов, оставленных алмазным индентором в переходной зоне на поверхности образца с нанесенным детонационным покрытием

В результате проведенных исследований установлено, что предложенная технология обеспечивает более высокую стабильность механических свойств покрытий. Так, исходная твердость стальных образцов находилась в диапазоне 400...600 кгс/мм². Твердосплавные покрытия, нанесенные методом детонационного напыления имели значения твердости порядка 1200...1400 кгс/мм² и энергии активации до 350 кДж/моль, характерные для спеченных твердосплавных материалов. Склерометрические испытания показали достаточно высокую степень прочности сцепления покрытия с материалом основы. Деформация переходной зоны алмазным индентором ни в одном случае не привела к отслаиванию и срезанию покрытия, что свидетельствует о возможности последующей технологической обработки (шлифования) покрытых поверхностей.

ШЛЯХИ ПОКРАЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАГІСТРАЛЬНИХ ТРУБОПРОВІДІВ

*Мартинюк Тарас Августинович, Мартинюк Ростислав Тарасович
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу
м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. (380) 03422 4-21-82, факс (380) 03422 4-21-39; e-mail: fnsp@nung.edu.ua*

Транспортування газу, нафти і нафтопродуктів від місць видобування і переробки до районів споживання по трубопроводах є найбільш економічним і ефективним видом перевезення і зберігання найбільш цінні летучі фракції нафтопродуктів. Тому будівництво трубопроводів має важливе народногосподарське значення. Для кожного міста, підприємства або споруди необхідна підземні трубопроводи різного призначення: газопроводи, нафто - і продуктопроводи, водопроводи, водостоки та інші.

По території нашої країни проходить 34,8 тисяч кілометрів магістральних газопроводів з них близько 40 % діаметром 1020 – 1420 мм. Щорічно системою газопроводів транспортується близько 240 млрд. м³ газу. Ці трубопроводи обслуговує 708 газоперекачувальних агрегатів загальною потужністю 5388,4 МВт, розміщених на 71 компресорній станції, які включають 111 газокомпресорних цехів.

Магістральні трубопроводи є дорогочінними спорудами, їх необхідно ретельно зберігати і забезпечувати безперебійність функціонування. Тому проблема надійності магістральних трубопроводів багатопланова, а в першу чергу необхідно правильно розглядати проблему прогнозування їх експлуатаційної надійності.

Надійність трубопроводу – це властивість зберігати в часі в установлених межах значення всіх параметрів, що характеризують здатність транспортування продукту необхідної якості при заданих режимах експлуатації вимог до безпеки. Ця комплексна властивість, яка в залежності від призначення трубопроводу і умов його експлуатації відповідає безвідмовності, довговічності та ремонтпридатності.

Проблема надійності зводиться до двох завдань: до визначення рівня експлуатаційної надійності трубопроводу за результатами статичного контролю його якості в процесі спорудження і до визначення за заданим рівнем експлуатаційної надійності необхідної якості матеріалів (труб, ізоляції і т.д.), проектних рішень, будівництва і культури експлуатації.

Головним критерієм оцінки якості матеріалів вважається стабільність їх властивостей. Магістральний трубопровід представляє собою систему послідовно з'єднаних елементів (труб, трубних деталей, арматури), тому відмова любого з них приводить до зупинки транспорту продукту.

Дослідженні трубопроводів мають важливе значення для оцінки їх робото- здатності, особливо за умови досягнення розрахункового часу експлуатації. Достовірне визначення технічного стану трубопроводу може суттєво зменшити витрати не тільки на його ремонт, а й на обслуговування.

Аналіз статистичних даних відмов лінійної частини магістральних газопроводів і їх конструктивних елементів показує, що різноманітні його підсистеми (труби, зварні з'єднання, засоби електрохімічного захисту, ґрунтова засипка) по-різному впливають на роботоздатний стан. Порушення роботоздатності лінійної частини трубопроводу (перехід в роботоздатний стан) виникає тільки з втратою геометричності (розрив трубопроводу), а саме в разі відмови труб або зварних з'єднань. Відмова цих конструктивних елементів і є відмовою трубопроводу.

Надійність лінійної частини трубопроводу забезпечується систематичним діагностичним обстеженням і ремонтними роботами за сучасними технологіями. В даний час для діагностичного обстеження застосовується внутрішньотрубна діагностика за допомогою інтелектуальних поршнів.

ВИКОРИСТАННЯ СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНОГО МЕТОДУ ДЛЯ АНАЛІЗУ РІЗЬБ НАСОСНО-КОМПРЕСОРНИХ ТРУБ

*Д.т.н., професор Копей Б.В., к.т.н., доцент Копей В.Б., інженер Савула С.Ф.,
аспірант Михайлюк В.В., Івано-Франківська філія ВМУРОЛ „Україна”,
ІФНТУНГ, Івано-Франківськ*

При роботі в свердловині під час багаторазових циклів закачування та видобутку газу з підземного сховища на муфтове різьбове з'єднання насосно-компресорних труб (НКТ) діють зовнішні навантаження розтягу та внутрішній тиск, на які можуть накладатись динамічні навантаження та вібрації. З'єднання затягують крутним моментом для забезпечення його монолітності та герметичності [3]. Дія вібрацій може привести до зменшення контактних напружень в витках та порушення монолітності і навіть герметичності з'єднання. Для виявлення характеру розподілу напружень в муфтовому різьбовому з'єднанні НКТ була розроблена комп'ютерна скінченно-елементна осесиметрична модель стандартного муфтового з'єднання гладких труб умовним діаметром 114 мм ГОСТ 633-80 (рис. 1) з використанням програми Ansys®.

Розроблена осесиметрична (відносно осі Y) скінченно-елементна модель з'єднання в Ansys 8.0. Використовувався двовимірний чотирьохвузловий елемент **Quad 4node 42 (PLANE42)** з опцією **Axisymmetric**. При створенні сітки елементів використовується автоматичний підбір розмірів елементів (**Smart Size=6**).

Моделюється контакт між витками різьби ніпеля і муфти. Тип контакту **Surface-to-Surface**. Коефіцієнт тертя в різьбі прийнятий рівним 0,1.

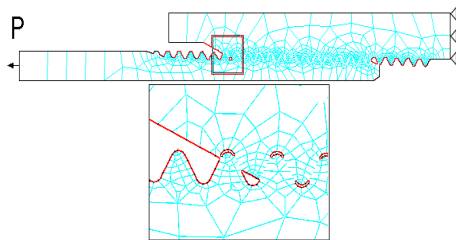


Рис. 1. Скінченно-елементна модель з'єднання НКТ

Для моделювання згвинчування з'єднання з натягами $A=3,175$ і $6,35$ мм переміщали муфту відносно ніпеля на $3,175$ і $6,35$ мм відповідно вверх по осі Y (рис.2). При створенні пар контакту в **Contact Wizard** додатково задавали опцію **include initial penetration**

для того щоб поверхні профілю різьби муфти і ніпеля привести в контакт і, таким чином, змоделювати згвинчування з'єднання.

Для статичного аналізу моделювалась пластичність матеріалу деталей з'єднання (сталь $E=2.1 \cdot 10^{11}$ Па, $\nu=0.28$, $\sigma_m=420 \cdot 10^6$ Па, $\sigma_e=620 \cdot 10^6$ Па). Залежність $\varepsilon - \sigma$ для вуглецевої сталі була замінена білінійною залежністю з такими вузловими точками $\varepsilon_1=0,002$, $\sigma_1=420$ МПа, $\varepsilon_2=0,1$, $\sigma_2=620$ МПа. Задано тип аналізу **Large Displacement Static**.

При проведенні частотного (**Modal**) і гармонійного (**Harmonic**) аналізу застосовували опцію **calculate prestress effects** для того щоб враховувати напружений стан згвинченого з'єднання. Додатково будьяку нелінійність (наприклад пластичність матеріалу) потрібно виключити з моделі та задати густину матеріалу 7800 кг/м^3 . При проведенні гармонійного аналізу задавали опції **Full** і **Amplitud + phase**.

Гармонічний аналіз з'єднання проводився при навантаженні змінною зовнішньою силою (прикладена нормально до лівого торця моделі ніпеля), яка створює максимальне напруження розтягу в тілі труби 100 МПа в діапазоні частот $0-20000 \text{ Гц}$. Відповідно для осесиметричної моделі розглядаються тільки вібрації в осьовому і радіальному напрямку.

На рис. 2 показано напружено-деформований стан з'єднання з натягами $A=0 \text{ мм}$ (а) та $A=6.35 \text{ мм}$ (б) при дії зовнішнього навантаження, яке створює напруження розтягу в тілі труби 100 МПа . На рисунках деформації умовно збільшено в 10 раз. Локальні напруження таких великих величин (до 1 ГПа) пояснюються застосуванням пружної кінцево-елементної моделі, де не враховуються пластичні деформації.

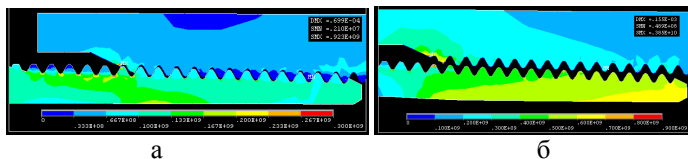


Рис. 2. – Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) в муфтовому різьбовому з'єднанні, згвинченого з натягами $A=0 \text{ мм}$ (а), та $A=6.35 \text{ мм}$ (б), при зовнішньому навантаженні, яке викликає напруження 100 МПа (а, б)

У незгвинченому з'єднанні при дії зовнішнього осьового навантаження розтягу розкривається контакт між усіма витками з'єднання. Найбільші напруження спостерігаються у першій робочій западині ніпеля. У згвинчених з'єднаннях великі значення напружень

спостерігаються біля торця ніпеля та в перших витках з'єднання. У згвинченого на муфтонаверточному верстаті з'єднання ($A=6.35$ мм) ці напруження перевищують межу текучості. Ця картина напружень непогано співпадає з результатами, отриманими методом тензометрування та заморожування моделей з оптично активного матеріалу [3]. Розподіл навантажень між витками характерний для з'єднань такого типу (типу стяжки) [1]: найбільше навантажуються перші витки з'єднання, дещо менше – останні, і найменше – середні (рис. 3). Однак розподіл контактної тиску по поверхні витка нерівномірний і найбільша ця нерівномірність саме в середніх витках.

В них найбільше значення контактної тиску - біля вершини витків ніпеля. При згвинчуванні з'єднання це явище поширюється на всі витки. При дії зовнішнього навантаження розтягу на правій стороні 3, 4, 5-го витків ніпеля навіть у згвинчених з'єднань контактний тиск майже рівний нулю. Методом скінченних елементів знайдено власні частоти згвинченого без натягу з'єднання: перша – 10627 Гц, друга – 14226 Гц, третя – 15156 Гц (11248 Гц, 14275 Гц, 15258 Гц – для згвинченого з натягом 6,35 мм).

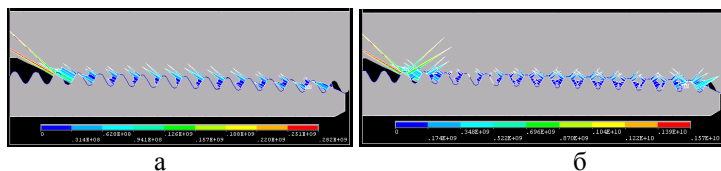


Рис. 3 – Значення контактної тиску на витках різьби з'єднання згвинченого з натягами $A=0$ мм (а), та $A=6.35$ мм (б), при зовнішньому навантаженні, яке викликає напруження 100 МПа (а, б)

Проведено гармонійний аналіз з'єднання при навантаженні змінною зовнішньою силою, яка створює напруження розтягу в тілі труби 100 МПа в діапазоні частот 0-20000 Гц. На рис. 4 показано амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) згвинченого від руки і згвинченого з натягом ($A=3,175$ мм) з'єднання в зоні лівого кінця труби моделі. Помітно, що згвинчування майже не впливає на величини цієї АЧХ з'єднання.

Проте амплітуда контактної тиску між витками змінюється суттєво. Різниця між АЧХ першого, середнього та останнього витків зменшується при згвинчуванні з'єднання. При згвинчуванні з'єднання ($A=3,175$ мм) на лівій (неробочій) стороні витків ніпеля амплітуда контактної тиску суттєво зростає в зоні третьої власної частоти. Амплітуда контактної тиску середнього (в зоні першої власної частоти) та останнього (в зоні третьої власної частоти) витків зростає.

Порівняно з замковим різьбовим з'єднанням [2] найбільш небезпечною частотою з точки зору втомного руйнування з'єднання в небезпечних перерізах з'єднання (перша робоча впадина різьби ніпеля та остання робоча впадина різьби муфти) є тільки перша власна частота.

Отже можна зробити висновок, що найбільш небезпечними частотами такого з'єднання є перша та третя власна частота. Згвинчування з'єднання призводить до вирівнювання амплітуд контактного тиску на робочих сторонах витків. Перша власна частота є найбільш небезпечною з точки зору втомного руйнування з'єднання по западинам різьби.

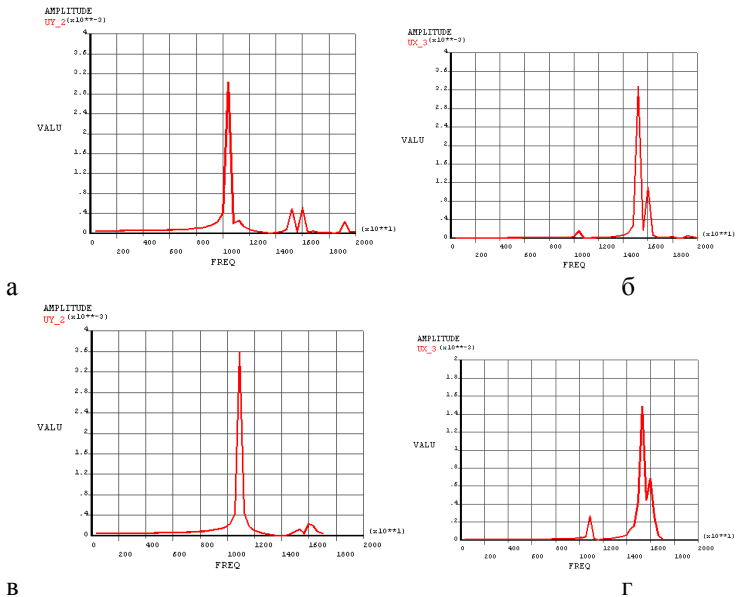


Рис. 4 - Амплітудно-частотні характеристики з'єднання (а, в - переміщення в осьовому напрямку; б, г - в радіальному): а, б - $A=0$; в, г - $A=3,175$ мм

Література

1. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 368 с.: ил.
2. Копей Б.В., Копей В.Б., Лисканич М.В. Моделювання вібрацій замкового різьбового з'єднання методом кінцевих елементів // Збірник праць 3-ї міжнародної науково-технічної конференції. 12-19 грудня 2004 р. Хургада, Єгипет. - с.71-75.

3. Саркисов Г.М. Расчеты бурильных и обсадных колонн.. М., «Недра», 1971. Стр. 208.

4.Трубы нефтяного сортамента. Справочник / Под общей ред. А.Е. Сарояна. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Недра, 1987. 488 с.

УДК 621.3:534.014

ДИНАМИКА ВИБРАЦИОННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ С ВНЕШНИМ УПРУГИМ СИНХРОНИЗАТОРОМ

*Франчук Всеволод Петрович, Федоскин Валерий Алексеевич, Коваленко Ольга
Анатольевна, Национальный горный университет, тел./факс (0562) 47 45 53, Email:
franchuk@nmu.org.ua*

Дробление, тонкое и сверхтонкое измельчение, грохочение, классификация, могут быть выполнены с использованием вибрационного оборудования, отличающегося простотой конструкции и малой энергоемкостью. К такому оборудованию относятся вибрационные щекковые дробилки. Эффективность работы виброщековой дробилки по сравнению с щековыми выше в 4 – 7 раз, степень дробления возрастает почти в трие, а удельный расход энергии на единицу получаемого продукта в полтора-два раза ниже.[1]

Вибрационные щековые дробилки имеют универсальное применение. В зависимости от настройки они применимы как для дробления прочных и абразивных материалов, так и для получения порошков из мягких, пластичных горных пород и металлов. При дроблении прочных и абразивных материалов вибрационные щековые дробилки имеют высокие эксплуатационные показатели, а также не чувствительны к перегрузкам, отсутствуют поломки при попадании недробимых тел.

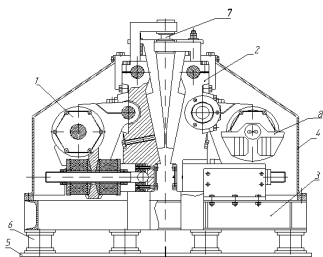


Рис. 1. Вибрационная щековая дробилка
1 – привод; 2 – щека; 3 – рама; 4 – пружина;
5 – опора; 6, 7 – амортизаторы;
8 – вращающиеся дебалансные грузы

Однако, одним из условий нормальной работы дробилки, является противофазное движение щек. Это обеспечивается соответствующей фазировкой дебалансных грузов. Для этих целей используется жесткая

кинематическая связь валов вибровозбудителей, состоящая из ряда зубчатых колес. Это приводит к ряду существенных недостатков, таких как: снижение к.п.д. передачи, повышения шума, большим капитальным затратам. Большие недостатки применения синхронизатора возникают из-за того, что при установившемся режиме синхронизатор передает только часть мощности двигателя. Расчет на прочность и соответственно габариты редуктора выбираются исходя из максимального момента двигателя. Поэтому для вибрационной щековой дробилки особенно важно исключить применение редуктора-синхронизатора и обеспечить условия для синхронной и синфазной работы вибровозбудителей.

Устранение редуктора-синхронизатора возможно при обеспечении самосинхронизации вибровозбудителей с соответствующей фазой колебаний. Этого можно добиться соответствующим выбором параметров и режимов работы дробилки. Однако, поскольку дробилка по своей природе является существенно нелинейной системой, не всегда удастся добиться синхронной и синфазной работы вибровозбудителей. Повышение надежности синхронизации вибровозбудителей можно добиться установкой между дробящими щеками специальной упругой связи, обеспечивающей при соответствующем выборе ее жесткости, противофазное движение щек и, соответственно, способствуя синхронной и синфазной работе вибровозбудителей.

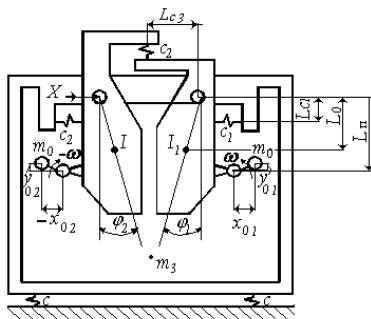


Рис. 2 Расчетная схема ВШД

Конструктивная схема такой дробилки приведена на рис. 1.

Дробление материалов в данной дробилке осуществляется движущимися навстречу друг другу щеками 2. Колебания щек генерируются силами инерции вращающихся неуравновешенных масс вибровозбудителей 1 с

дебалансными грузами 8, установленных на каждой подвижной щеке. Требуемое направление вращения дебалансных грузов и их фазировка осуществляется посредством упругого соединения 7, связывающего щеки между собой. Дробящие щеки установлены на раме 3 с возможностью поворота вокруг оси подвеса. С помощью упругих элементов 6 обеспечивается виброизоляция корпуса дробилки.

Загрузка исходного материала осуществляется через загрузочный патрубок, разгрузка дробленого продукта – в нижней части дробилки. Крупность конечного продукта регулируется изменением величины разгрузочной щели, амплитудой колебаний щек, величиной параллельной зоны футеровки. Следует отметить, что дробилка, в силу принципа своей работы, защищена от поломок при попадании недробимых тел, обеспечивает регулировку усилия дробления в зависимости от физико-механических свойств материала.

На основе кинематической схемы дробилки составлена ее динамическая расчетная схема (рис. 2), в которой в качестве инерционных элементов приняты дробящие щеки в виде моментов инерции и масс, дебалансные грузы и корпус дробилки. Валы инерционных вибровозбудителей на данном этапе расчетов считаем жестко соединенными со щеками, также считаем отсутствующими поворотные колебания корпуса дробилки.

Обозначим: m_1, m_2 - массы щек; m_3 - масса корпуса дробилки; m_0 - неуравновешенная масса дебалансных грузов; I_1, I_2 - моменты инерции щек; φ_1, φ_2 - углы поворота щек; c_1, c_2, c_3, c - жесткости упругих элементов; $x_{01}, x_{02}, y_{01}, y_{02}$ - координаты перемещений центров тяжести дебалансных грузов; $x_{01}, x_{02}, y_{01}, y_{02}$ - координаты перемещений центров тяжести дебалансных грузов; X, Y - координаты перемещения корпуса дробилки.

С учетом сделанных допущений, перемещения элементов дробилки в горизонтальном и вертикальном направлениях будут независимыми. Составление уравнений движения системы будем производить, используя уравнение Лагранжа II рода. Тогда выражения для кинетической и потенциальной энергии:

$$T = \frac{I_1 \dot{\varphi}_1^2}{2} + \frac{I_2 \dot{\varphi}_2^2}{2} + \frac{m_0(\dot{x}_{01} + \dot{X} + L_n \dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{m_0(\dot{x}_{02} + \dot{X} - L_n \dot{\varphi}_2)^2}{2} + \frac{m_0(\dot{y}_{01} + \dot{Y})^2}{2} + \frac{m_0(\dot{y}_{02} + \dot{Y})^2}{2} + \frac{(m_1 + m_2 + m_3)\dot{Y}^2}{2} + \frac{m_3 \dot{X}^2}{2} + \frac{m_1(\dot{X} - L_0 \dot{\varphi}_1)^2}{2} + \frac{m_2(\dot{X} + L_0 \dot{\varphi}_2)^2}{2} \quad (1)$$

$$\Pi = \frac{4cY^2}{2} + \frac{c_1(L_{c1}\varphi_1 - X)^2}{2} + \frac{c_2(L_{c1}\varphi_2 + X)^2}{2} + \frac{c_3(L_{c3}\varphi_1 + L_{c3}\varphi_2)^2}{2} + \frac{4cX^2}{2}$$

Используя, уравнения Лагранжа второго рода после приведения подобных получаем уравнения, описывающие поведение системы.

$$\begin{aligned}
& (I_1 + m_0 L_n^2 + m_1 L_0^2) \ddot{\varphi}_1 - (m_0 L_n + m_1 L_0) \ddot{X} + \\
& + (c_1 L_{c1}^2 + c_3 L_{c3}^2) \varphi_1 + c_3 L_{c3}^2 \varphi_2 - L_{c1} c_1 X = -m_0 L_n \ddot{x}_{01}; \\
& (I_2 + m_0 L_n^2 + m_2 L_0^2) \ddot{\varphi}_2 + (m_0 L_n + m_2 L_0) \ddot{X} + \\
& + (c_2 L_{c1}^2 + c_3 L_{c3}^2) \varphi_2 + c_3 L_{c3}^2 \varphi_1 + L_{c1} c_2 X = -m_0 L_n \ddot{x}_{02};
\end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
& (2m_0 + m_1 + m_2 + m_3) \ddot{X} + (m_0 L_n - m_1 L_0) \ddot{\varphi}_1 + (m_0 L_n - m_2 L_0) \ddot{\varphi}_2 + \\
& + (4c + c_1 + c_2) X - c_2 L_{c1} \varphi_2 - c_1 L_{c1} \varphi_1 = m_0 \ddot{x}_{01} - m_0 \ddot{x}_{02}; \\
& (m_1 + m_2 + m_3 + 2m_0) \ddot{Y} + 4c Y = -m_0 (\ddot{y}_{01} + \ddot{y}_{02}).
\end{aligned}$$

Следует заметить, что уравнения (2) для упрощения выкладок составлены без учета неупругих сопротивлений. Согласно принципа Вольтерры, используя понятие комплексного модуля упругости, введенного Е.В.Сорокиным, неупругие сопротивления могут быть учтены в конечных выражениях чисто упругого решения путем замены коэффициентов жесткости их временными операторами:

$$c_{11} = c_1 (1 + i\psi_1), \quad c_{12} = c_2 (1 + i\psi_2), \quad c_{13} = c_3 (1 + i\psi_3), \quad c_t = c (1 + i\psi). \tag{3}$$

Из расчетной схемы следует, что координаты перемещения центров тяжести дебалансных грузов $x_{01} = r \sin(\omega t)$, $x_{02} = -r \sin(\omega t - \zeta)$, $y_{01} = r \cos(\omega t)$, $y_{02} = r \cos(-\omega t + \zeta)$, где ζ - угол рассогласования фаз движения дебалансных грузов, ω - частота вынужденных колебаний.

Пользуясь методом комплексных амплитуд и представляя правую часть уравнений в комплексной форме Фурье, решение системы ищем в виде:

$$X = A_{11} \exp(i\omega t), \varphi_1 = a_{11} \exp(i\omega t), \varphi_2 = a_{22} \exp(i\omega t), Y = b_1 \exp(i\omega t). \tag{4}$$

Подставляя решение (4) в систему уравнений (2), после преобразований получим систему четырех алгебраических уравнений, из которых определяются неизвестные коэффициенты. Причем, последнее уравнение является независимым.

Полученные уравнения решаем матричным методом. Амплитуды поворотных колебаний шек и горизонтальных перемещений корпуса определяются как модули комплексных чисел:

$$a_1(\omega) = |a_{11}(\omega)|, \quad a_2(\omega) = |a_{22}(\omega)|, \quad A(\omega) = |A_{11}(\omega)|. \tag{5}$$

Фазный угол колебаний каждого элемента конструкции определится как

$$\alpha_1(\omega) = \arctg \left[\frac{\text{Im}(a_{11}(\omega))}{\text{Re}(a_{11}(\omega))} \right], \quad \alpha_2(\omega) = \arctg \left[\frac{\text{Im}(a_{22}(\omega))}{\text{Re}(a_{22}(\omega))} \right], \quad \alpha(\omega) = \arctg \left[\frac{\text{Im}(A_{11}(\omega))}{\text{Re}(A_{11}(\omega))} \right]. \quad (6)$$

Для вертикальных колебаний выражения для амплитуды и угла сдвига фаз будут иметь вид:

$$b(\omega) = \frac{2m_0 \omega^2 r (1 + \cos(\zeta))}{4c - (m_1 + m_2 + m_3 + 2m_0)\omega^2}, \quad b_1(\omega) = |b(\omega)|, \quad \alpha_y(\omega) = \arctan \left(\frac{\sin(\zeta)}{1 + \cos(\zeta)} \right).$$

Следует сказать, что при учете неупругих сопротивлений амплитудные значения колебаний элементов конструкции определяются как модули комплексных чисел, полученных при замене коэффициентов жесткости их временными операторами.

На рис. 3 представлена амплитудно-частотная характеристика системы. Как видно из графика система имеет несколько резонансных зон. Необходимо выбрать такие параметры, при которых система будет работать в зоне, обеспечивающей противофазное движение щек.

Из графика следует, что этому режиму соответствует $\omega = 90 - 350$ 1/с. Этот режим соответствует фазному углу движения дебалансов $\zeta = 0$, что является нормальным рабочим режимом. Для частоты $\omega = 100$ 1/с получим параметры системы: $a_1 = 0,047$ рад, $a_2 = 0,047$ рад, $A = 0$ м, $b = 0,02$ м.

Двигатели привода вибровозбудителей приняты одинаковыми (по исполнению, номинальной мощности, номинальному числу оборотов и т. п.). Вследствие неточности изготовления двигателей и вибровозбудителей, также вследствие наличия технологической нагрузки и сопротивлений в системе возможен разброс параметров двигателей, что может привести к нарушению синхронизма. Однако нарушение синхронизма наступает при очень больших различиях в параметрах систем, чего в реальных условиях не наблюдается.

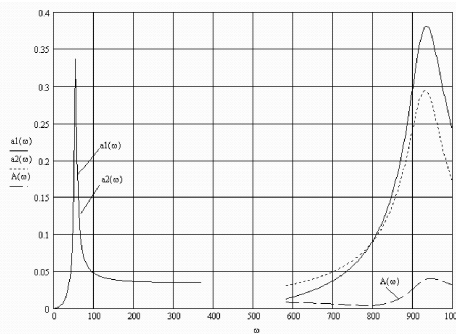


Рис. 3 Амплитудно-частотная характеристика системы

Поэтому на практике имеет место синхронная работа вибровозбудителей, но вращение валов может быть синфазным, антифазным или со сдвигом фаз. При большом запасе мощности двигателей возможна рассинхронизация работы вибровозбудителей. Выбор системой режима движения зависит от большого количества факторов; все они могут быть объединены общим, энергетическим фактором или критерием. В данной работе рассмотрим использование энергетического подхода безразличия характеристик двигателей.

Энергия W за цикл колебаний системы складывается из энергии, идущей на компенсацию потерь при выполнении технологического процесса W_t (потерь вследствие движения технологической нагрузки), рассеяния энергии W_{yc} в упругих связях, на трение в подшипниковых узлах вибровозбудителя W_n .

$$W = W_t + W_{yc} + W_n. \quad (7)$$

Выражения для усилий в каждом вибровозбудителе будут:

$$\begin{aligned} P_{x1} &= m_0(\ddot{x}_{01} - L_n \ddot{\phi}_1 - \ddot{X}), \quad P_{y1} = m_0(\ddot{y}_{01} + \ddot{y}), \\ P_{x2} &= m_0(\ddot{x}_{02} + L_n \ddot{\phi}_2 + \ddot{X}), \quad P_{y2} = m_0(\ddot{y}_{02} + \ddot{y}) \end{aligned} \quad (8)$$

В дальнейшем принимаем $\theta = \omega t$. Тогда перемещения элементов конструкции дробилки будут определяться выражениями:

$$\varphi_1 = a_1 \sin(\theta + \alpha_1), \quad \varphi_2 = a_2 \sin(\theta + \alpha_2), \quad X = A \sin(\theta + \alpha), \quad y = b_1 \cos(\theta + \alpha_y).$$

(9)

Энергия за цикл колебаний, идущая на компенсацию потерь в упругих связях и технологической нагрузке

$$W_n + W_{y...} = \int_0^{2\pi} (P_{x1} h_{x1} + P_{y1} h_{y1} + P_{x2} h_{x2} + P_{y2} h_{y2}) d\theta, \quad (10)$$

где h_{x1}, h_{y1} - плечо действия сил P_{x1}, P_{y1} , h_{x2}, h_{y2} - плечо действия сил P_{x2}, P_{y2} соответственно,

$$h_{x1} = r \cos(\omega t), \quad h_{y1} = r \sin(\omega t), \quad h_{x2} = r \cos(-\omega t + \zeta),$$

$$h_{y2} = -r \sin(\omega t - \zeta)$$

Аналогичным образом определяются потери энергии (за цикл колебаний) в подшипниковых узлах вибровозбудителя

$$W_n = r_n f \int_0^{2\pi} \left(\left| \sqrt{P_{x1}^2 + P_{y1}^2} \right| + \left| \sqrt{P_{x2}^2 + P_{y2}^2} \right| \right) d\theta, \quad (11)$$

где r_n - радиус подшипника; f - приведенный коэффициент трения в подшипниках,

Подставляя значения (9) перемещений в выражения (8), (10), (11) и, в свою очередь, в выражение (7), после интегрирования получим значение энергии, рассеиваемой в системе при работе ее с определенной частотой ω .

Для определения угла рассогласования работы вибровозбудителей исследуем функции рассеиваемой энергии за цикл колебаний на экстремум.

$$\frac{dW}{d\zeta} = 0$$

Используя функцию root определяем ζ на интервале от 0 до 2π при рабочей частоте колебаний $\omega = 100$ рад/с. В результате получаем, что при рабочем режиме системы ($\omega = 100$ с⁻¹) минимальное значение энергии будет при $\zeta = 0$.

OPTIMIZATION OF THICK WALLED PRESSURE ELEMENT OPERATION

Dr hab. inż Piotr Duda, Dr inż Artur Cebula

Cracow University of Technology, Institute of Process and Power Engineering

Al. Jana Pawła II 37, 31-864 Krakow, tel. +48 12 6283559

e-mail: pduda@mech.pk.edu.pl, acebula@pk.edu.pl

1 INTRODUCTION

High thermal stresses are created during the operation of power block devices such as boiler drums, outlet headers, steam valves, turbines and heat exchangers. Due to a cyclic character of such stresses, a phenomenon of low-cyclic fatigue occurs, which may lead to the formation of fractures. Manufacturers of power block devices frequently advise the users to keep within the prescribed limits for maximum heating and cooling rates of elements [1]. Attempts are made to develop algorithms for operating power blocks [2, 3]. Thanks to these mathematical systems, one is able to extend the life of operating devices and shorten the duration of all transient operations.

2 THERMAL STRESSES AND STRESSES CAUSED BY FLUID PRESSURE

The T-pipe used in the fresh and pre-heated steam pipelines in a power unit of a 360 MW power plant is one of the most loaded elements in power block. The T-pipe is installed in a steam pipeline of BP1150 boiler with a steam capacity of 1150 t/h. It is exposed to high stresses caused by temperature and pressure given off by a flowing medium. The T-pipe was designed for the pressure, $p_{in}=18$ MPa, and steam temperature, $T_w=540^{\circ}\text{C}$. Its weight equals 1378 kg. The geometry of the T-pipe is presented in Fig.1.

It is necessary to construct pressure elements, which operate under high work parameters, out of materials that exhibit good mechanical properties. Materials should retain their properties within the wide temperature range in which they operate, especially at the yield strength R_e . The actual T-pipe was made out of an alloy steel with the purpose of working at elevated temperatures designated as 14 MoV63 (13 HMF). This steel has a ferritic structure and a high yield strength, $R_e=206$ MPa for the temperature $t=500^{\circ}\text{C}$. Temperature and stress monitoring conducted for the T-pipe was presented in Fig. 1. Measured temperature and steam pressure histories are presented in Fig. 2.

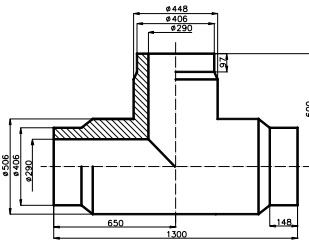


Fig.1. Geometry of the T-pipe

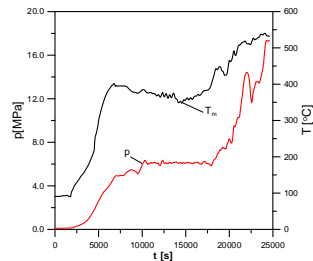


Fig. 2: T-pipe –measured temperature transients and fresh steam pressure history

ANSYS software based on the finite element method was used for the calculation of time-space temperature and stress distribution. Assuming the symmetry, $\frac{1}{2}$ of the T-pipe area was divided into eight-node finite brick elements. Temperature distribution in time and space are calculated on the basis of measured temperature and pressure histories while assuming that the heat transfer coefficient on the inner surfaces equals $2000 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Next, stress analyses are carried out. In order to do so, the calculated temperature distribution in space and time is transferred to the stress model. Additionally, the stress model is constrained to ensure symmetry conditions

and to allow for the possibility of free lengthening in the direction of the horizontal and vertical pipe. The basic assumption here is that the surfaces connecting the T-pipe with the pipeline must be planes. The most loaded region is located close to point P₁ presented in Fig.3. The calculated equivalent thermal and total stress histories are presented in Fig. 4.

The highest stresses occur at 5700 s. They are caused by a sudden steam temperature increase. Steam pressure causes tension stresses with an opposite sign to thermal stresses. For that reason, total stresses are smaller than thermal stresses. When assuming that the heat transfer coefficient on inner surfaces is $h=2000 \text{ W/m}^2\text{K}$, the stresses do not exceed the yield point, which equals $Re=245 \text{ MPa}$ at a temperature of $T=300^\circ\text{C}$. When h is higher, the yield stresses on the inner surface are likely to occur. It is necessary to monitor this element in order to avoid yield stresses and the shortening of element life.

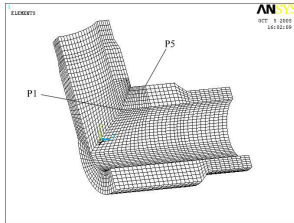


Fig. 3: Division of T-pipe into finite elements

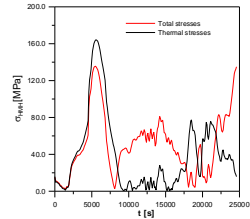


Fig. 4: Equivalent thermal and total stress histories

3 OPTIMIZATION OF THICK WALLED ELEMENT HEATING WITH RESPECT TO THERMAL STRESSES

As presented in the previous chapter, high thermal stresses occur in thick walled boiler components. If the rate of temperature changes is too high permanent deformations can take place in stress concentration locations, which leads to crack damages and the rapid decrease of component life. When the rate of temperature change is too low, the power boiler start-up and shut-down operations are extended in time. This increases start-up losses and extends the standstill period of the power unit. Therefore it is necessary to optimize the fluid temperature changes during power boiler start-up [4].

The optimal fluid temperature change, $T_f(t)$, will be calculated assuming that the maximum equivalent thermal stress should equal the maximum allowable stress σ_a .

$$\max|\sigma_{HMH}| = \sigma_a \quad (1)$$

Initially, the T-pipe has a uniform temperature distribution, $T_0=0^\circ\text{C}$.

Consider that fluid temperature changes from an initial temperature of $T_{f,0}=20^{\circ}\text{C}$ at a constant rate. The heating process is transient and causes the rise of thermal stresses in the T-pipe. Fig. 5 presents three equivalent stress histories in MPa for the chosen rate of temperature change, v_T . Presented stresses are the maximum stresses in the whole T-pipe volume. It can be seen that for all three values of v_T , the thermal stresses approach three asymptotes when quasi-steady state is achieved.

The optimal rate of temperature change, $v_T=4.65\text{ K/min}$, was found for the asymptote $\sigma_a=124\text{MPa}$ using the golden search method [5].

Next, consider that the fluid temperature changes suddenly at the beginning of the heating process by an initial fluid temperature step, T_s , and later rises with the optimal rate of temperature change, $v_T=4.65\text{ K/min}$. For large initial steps, high thermal stresses occur in the beginning of the heating process. Fig. 6 presents three maximum equivalent thermal stress histories for the chosen three initial steps. When the initial step equals 54.5°C , the thermal stress moves quickly to the maximum allowable stress. The optimal value of the initial step was calculated by the golden search method.

From the determined optimal fluid temperature history and equivalent thermal stress distributions are presented appear that the most loaded region is located close to the inner edge of T-pipe.

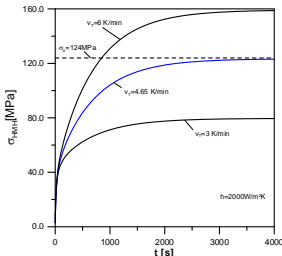


Fig. 5: Comparison of equivalent stress histories MPa for three chosen rate of temperature changes v_T with the allowable stress

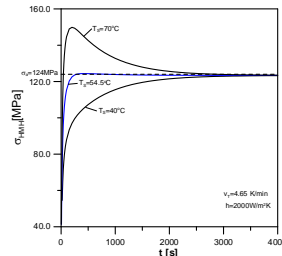


Fig. 6: Comparison of equivalent stress histories MPa for three chosen initial medium temperature steps T_s with the allowable stress σ_a

CONCLUSIONS

- A simple method for determining the optimal fluid temperature history was presented.

- It limits the thermal stresses during power boiler start-up and shut-down operations.

- The calculated results have a very high practical significance because they can be used in power plants.

-The heat transfer coefficient obtained from CFD calculations is similar to the value which was obtained during the experimental identification of the temperature field.

REFERENCES

- [1] TRD, Technische Regeln für Dampfkessel, *Carl Heymans Verlag, Köln, und Beuth-Verlag, Berlin*, (1986).
- [2] J. Taler and others: "Monitoring of Thermal Stresses in Pressure Components of Large Steam Boilers", *VGB KraftwerksTechnik*, **1**, 73-78 (2002).
- [3] P. Duda, J. Taler, E. Roos, "Inverse Method for Temperature and Stress Monitoring in Complex-Shape-Bodies", *Nuclear Engineering and Design*, 3960, 1-17 (2003).
- [4] J. Taler, P. Dzierwa, D. Taler, "Determining optimum temperature changes during heat and cooling of thick-walled components.", *Proceedings of the 6 International Congress on Thermal Stresses, TS 2005*, 441-444 (2005).
- [5] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, B. P. Flannery, *Numerical Recipes, The Art of Scientific Computing*, Cambridge University Press (1997).

ВПЛИВ НАДІЙНОСТІ ГПА НА ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ДІЯЛЬНОСТІ СИСТЕМИ ПІДЗЕМНОГО ЗБЕРІГАННЯ ГАЗУ

Гораль Ліліана Тарасівна

*Івано - Франківський національний технічний університет нафти і газу
м. Івано - Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. (380) 03422 4-23-08, факс (380) 03422 4-21-39; e-mail: fnpg@nung.edu.ua*

У парку ГПА газотранспортної системи України експлуатуються відцентрові нагнітачі і поршневі компресори. Поршневі компресори складають близько 40% парку, а їх сумарна потужність в парку перевищує 5,5 МВт. В системі підземного зберігання газу (ПСГ), призначення якої полягає у закачуванні і відборі газу у відповідні періоди експлуатації сховища, агрегати можуть знаходитися в послідовному і паралельному з'єднанні. Агрегати, що з'єднуються паралельно, утворюють підсистему – компресорну станцію (КС).

Зміна функціональних характеристик системи ПСГ може призвести до значних економічних збитків у зв'язку з недопоставками газу споживачам. Це вказує на необхідність збільшення об'ємів газу,

що зберігається в сховищах. Надійність такої системи можна характеризувати деяким показником, одержуваним як добуток показників надійності паралельно з'єднаних незалежних підсистем.

Характеристики надійності агрегату і вузлів явно не пов'язані з економічністю експлуатації обладнання, до складу якого вони входять. Необхідно зауважити, що відмови агрегатів не спричинюють зупинку перекачування газу, тому що на КС є резервні агрегати. Відмови ж в робочому органі можуть і не зумовити зупинки агрегату. При цьому тимчасові втрати не завжди можна виразити вартісними показниками, відмови обладнання або його вузлів також не мають вартісних характеристик, виражених явно через показники надійності. Все це значно утруднює прийняття відповідних рішень під час експлуатації обладнання, таких, наприклад, як доцільність проведення попереджувального або відновлювального ремонтів, використання технічної діагностики, черговість постановки ПГПА на ремонт, оцінка ефективності включення в систему того чи іншого агрегату. Гонитва за високими показниками надійності агрегатів за певних умов експлуатації системи може призвести до негативних результатів.

Економічні показники можуть характеризуватися енергетичними, матеріальними, трудовими та іншими видами витрат. Нами розглянуто вплив відмов у ПГПА на його економічні показники з метою виявлення джерела найбільших витрат.

Для оцінки відносного внеску витрат необхідно з загальних експлуатаційних витрат виділити втрати, що залежать від технічного стану ПГПА. При цьому за основу прийнято матеріали річних звітів Богородчанської СПЗГ. Тоді до витрат, що залежать від технічного стану ПГПА, необхідно віднести витрати на матеріали, паливний газ, ремонти, електроенергію загальною вартістю 363,6 тис. грн. (рис.1.1).

Вартість проведення планово-попереджувальних ремонтів (ППР) складає 2,9% від загальної вартості ремонтів, які проводять на ПГПА, вартість же ремонтів, пов'язаних з непередбачуваними відмовами, не перевищує 0,3%. З цього випливає, що проведення ППР є економічно невигідним.

Для оцінки енергетичних витрат через відмови в робочому органі, які супроводжуються витоками і перетоками, співставлено величини потенційної роботи стискання з фактичною. Вартість паливного газу приймалася за даними Богородчанського ПЗГ, вартість газу, переданого споживачам, – у відповідності з прејскурантом 04-03. Зазначені вартості використовувалися при розрахунках вартісних

витрат і їхніх відносних величин. Результати обчислень наведені на рис. 1.2.

У підсумку витрати через неефективну роботу ПГПА, зумовлену неефективною роботою робочого органа і привода, складає 1 грн./год, що в рік перевищує 8,5 тис.грн. на агрегат. За даними Богородчанського ЛВУМГ зниження потужності ПГПА досягає 37-51 кВт (50-70 к.с.), що складає в середньому 6% від номінальної потужності. Тоді перевитрата паливного газу, не пов'язана зі зниженням ефективності привода, складе 10%, що в грошовому виразі становить 0,583 грн./год або 5,1 тис. грн. на агрегат у рік.

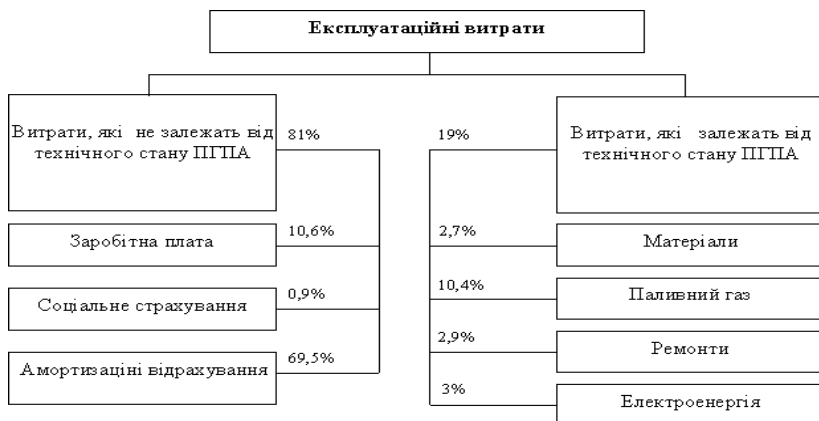


Рис. 1.1. Структура експлуатаційних витрат

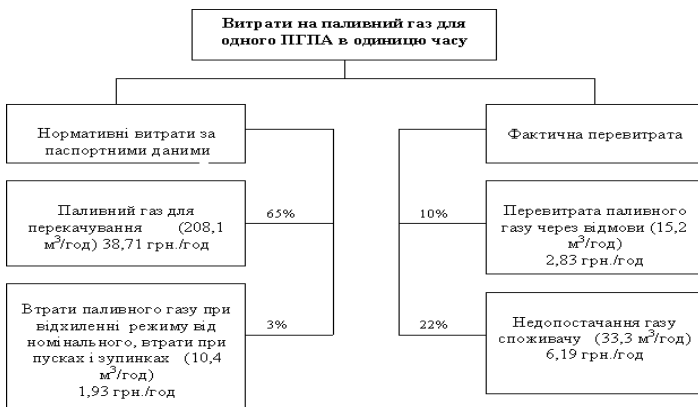


Рис. 1.2. Структура витрат паливного газу

Таким чином, на основі проведеного аналізу, результати якого подано в вигляді структурних схем на рис. 1.1 і 1.2, видно, що наявність перетоків газу через нещільності в компресорному циліндрі призводить до неефективної експлуатації машини, що в свою чергу викликає перевитрату паливного газу. Для зниження експлуатаційних витрат необхідно розробити стратегію ремонтних робіт з обліком поточних енерговитрат. Розв'язання такої задачі можливе лише із застосуванням сучасних методів технічного діагностування.

ОБЕСПЕЧЕНИЕ КАЧЕСТВА СБОРКИ ПРЕЦИЗИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ОСНОВЕ ПРИНЦИПОВ ИНТЕЛЛЕКТУАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ

*Николаев Вадим Александрович, Штриков Борис Леонидович, Самарский
государственный технический университет, г.Самара, ул.Молодогвардейская 244,
Главный корпус, тел.:(846)242-38-92, 337-03-34,
E-mail: fpkp@samgtu.ru*

Отличительной особенностью машиностроения в настоящее время и на длительную перспективу является постоянный и значительный рост требований к качеству изделий.

С позиций технологии машиностроения изделие – это структурированное множество сборочных единиц (СЕ) и деталей, монтаж которых в изделии осуществляется посредством соединения деталей при совмещении базирующих модулей поверхностей (МПБ). Совмещая МПБ получаем модуль соединения (МС). Совмещение МПБ физически реализуется путём сообщения соединяемым деталям и СЕ управляемых движений технологических и вспомогательных переходов.

В обеспечении качества изделий сборочные процессы часто играют решающую роль, т.к. именно при сборке между рабочими поверхностями изделия создаются с требуемой точностью пространственные размерные и механические связи, при помощи которых изделие при эксплуатации выполняет своё служебное назначение.

Важнейшей для сборочных процессов является их способность препятствовать образованию отклонений показателей точности МС и изделий в целом. Эти отклонения должны быть ограничены до требуемых значений в каждой из реализаций процесса при действии

особых и обычных причин изменчивости. Активное противодействие причинам изменчивости сборочного процесса с целью не только сокращения рассеяния отклонений показателей точности МС, но и центрирования этих отклонений относительно целевых значений является главным отличительным признаком такой технологии. В технологических сборочных системах (ТСС) целенаправленное противодействие изменчивости должно выполняться автоматически без непосредственного участия человека.

Если рассеяние не сокращать в ходе процесса, оно приобретает способность в неограниченной степени отрицательно влиять на данный процесс. Следствием является всё возрастающее рассеяние на последующих этапах процесса. Возрастает число неприемлемых или требующих переделки МС и изделий. Происходит не только ухудшение процесса, но и увеличиваются затраты. Сокращение рассеяния означает сокращение расточительства в производстве. Методика SPC ISO/TS 16949:2002 предлагает использовать для оценки способности процесса препятствовать возникновению рассеяния индексы воспроизводимости процессов C^P и C^{PK} .

Широко известная технология программно-управляемой сборки традиционно в качестве главной цели процесса рассматривает надёжное и быстрое совмещение МПБ деталей. Все поступающие на сборку детали считаются гарантированно «годными». Эта идеализация процесса соединения деталей получила название - «задача о вставлении жёсткого стержня в отверстие». Реальные детали являются сложными пространственными объектами, имеющими отклонения: размеров, относительного положения, геометрической формы поверхностей и механических свойств материала (твёрдость, временное сопротивление, предел текучести и др.). Выполнение сборочного процесса без учёта состояния деталей, оборудования и среды приводит к тому, что при сборке прецизионных соединений до 30% МС собранных из «годных» деталей не соответствуют предъявляемым требованиям и направляются на демонтаж и повторную сборку. Необходима новая целевая функция сборочного процесса, обеспечивающая активное формирование контактных связей между МПБ.

Традиционные методы управления, включая и адаптивное управление, не в состоянии решить задачу обеспечения качества сборки прецизионных соединений. Следующие характерные особенности сборочных процессов следует принимать во внимание при синтезе управления. Во-первых, при сборке всегда проявляется влияние факторов, которые не могут быть устранены или

компенсированы путём настройки и последующей поднастройки технологической сборочной системы (ТСС) на заданный уровень качества. Погрешности изготовления, поступающих на сборку деталей, погрешности исходного положения деталей в загрузочно-накопительных устройствах, погрешности воспроизведения программных движений из-за изменения конфигурации и взаимного положения звеньев исполнительных механизмов можно рассматривать как источники физической неопределённости. Во-вторых, в реальных производственных условиях, возможно появление деталей с грубыми ошибками геометрии и локальными дефектами поверхностей (заусенцы, забоины, задиры и т.п.). Не исключено попадание в стыки МПБ деталей стружки, отходов материалов. Часто встречающейся, является некомплектность МС, когда одна из деталей в силу различных причин не поступает на сборку. Это приводит к осложнениям, единственным решением для которых является защита от повреждения и сохранение работоспособности ТСС. В-третьих, при формировании контактных связей между МПБ происходит существенное изменение внешней нагрузки как по скорости, так и по кратности. Выполнение цилиндрических с зазором, продольно-прессовых, резьбовых и вальцовочных соединений сопровождается изменением осевых сил и крутящих моментов на разных участках траекторий движения от 10-и до 1000 раз за короткий (1-2 с) промежуток времени. Кинематические (координаты, скорости, ускорения) и силовые (силы, моменты сил) параметры существенно влияют на кинетику процесса формирования контактных связей.

Источники физической неопределённости создают различные обстановки, для которых необходимо принятие тех или иных решений. Каждую обстановку и соответствующее ей решение принято называть ситуацией. Перечень ситуаций возникающих в ТСС в связи с неопределённостью достаточно широк. Это значительно затрудняет, а в большинстве случаев вообще не позволяет использовать для сборочных операций управление по программе. Эффективной технологией в условиях неопределённости, когда возможны непредсказуемые изменения структуры и параметров быстродействующих объектов управления, является технология основанная на знаниях. Такое управление получило название ситуационного. Практическая реализация ситуационного управления предполагает наличие базы знаний: о задачах и свойствах движений технологических и вспомогательных переходов; пространственных размерных и механических связях и их преобразованиях; механизмах образования отклонений показателей точности СЕ; способах

получения информации о состоянии процесса; методах воздействия на процесс для достижения требуемых числовых характеристик рассеяния; особенностях и конструктивно-технологических характеристиках исполнительных устройств и механизмов ТСС.

На рис.1 показана функциональная схема системы управления интеллектуальным мехатронным модулем (ИММ) воспроизведения движения пуансона при сборке прецизионных прессовых соединений.

Для процессов сборки особое значение приобретает не исполнительный, а тактический уровень управления – планирование и реализация целесообразных действий, включая: классификацию и параметризацию обстановок и решений, принятие решений о возможности реализации процесса, выбор рационального способа выполнения операции, формирование последовательности необходимых действий, оперативная структурно-параметрическая коррекция или модификация функциональных движений с учётом состояния ТСС.

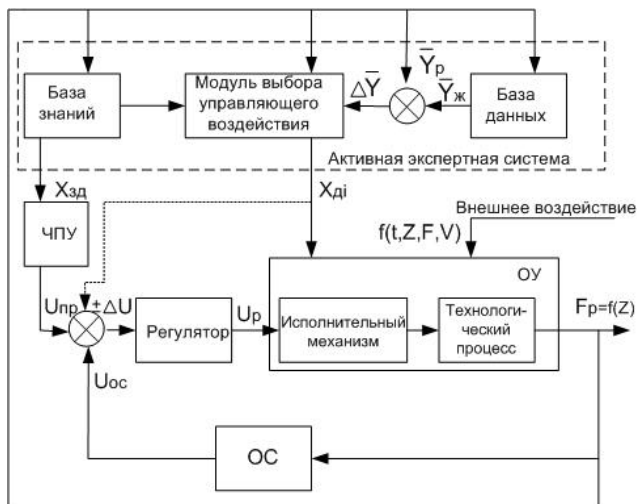


Рис.1 Функциональная схема системы управления

Классификация и параметризация обстановок возможна на основе методов и средств внутриоперационного контроля за параметрами движений соединяемых деталей и инструмента. Теоретически решение, принимаемое при переходе из одного класса обстановки в другой, а также в пределах одного класса, можно рассматривать как

переключение условных задач движения, целей, программ и алгоритмов управления. Конструктивно систему управления можно представить состоящей из отдельных блоков, которые в зависимости от обстановки переключаются в разных комбинациях. Тогда каждому классу обстановки должна соответствовать некоторая элементарная система управления и решение состоит в установлении необходимости подключить ту или иную из систем. В элементарную систему входят все устройства, необходимые для управления, начиная от средств получения информации и кончая управляющими органами.

Сборка прецизионных соединений на основе рассмотренных принципов обладает следующими преимуществами:

- возможно использование любого из пяти известных методов достижения точности в каждой из реализаций сборочной операции для наиболее экономичного решения технологической задачи в сложившейся обстановке;
- обеспечивается предупреждение, а не обнаружение получения МС с отклонениями показателей точности, выходящими за установленные пределы;
- осуществляется компенсация зарождающихся, а не накопленных погрешностей;
- малая чувствительность показателей точности МС к погрешностям изготовления, поступающих на сборку деталей, и другим погрешностям ТСС;
- способность технологии к саморегулированию;
- ТСС может иметь высокую степень интеграции, унификации и стандартизации всех узлов, элементов и интерфейсов, что обеспечит высокую надёжность функционирования и снизит затраты на автоматизацию;
- возможность применения в гибких производственных системах.

Рассматриваются структурные схемы и конструктивные особенности ИММ для выполнения резьбовых, прессовых и вальцовочных соединений в составе мехатронной сборочной системы типа сборочный центр. Приводятся технические характеристики ИММ и результаты их промышленной эксплуатации при сборке изделий электрооборудования автомобилей.

ПОДАТКОВЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АГРОПРОМИСЛОВОМУ КОМПЛЕКСІ УКРАЇНИ

*Синчак Віктор Петрович Хмельницький університет управління та права,
кафедра менеджменту, фінансів та кредиту м. Хмельницький,
вул. Театральна, 8 тел. 8(0382)701464*

Сільськогосподарське машинобудування має важливе значення для агропромислового комплексу (АПК) України, яке здатне впливати на рівень забезпечення технологічних процесів. Однак, кризова ситуація, що спостерігається в АПК, досить негативно позначається на розвитку вітчизняного сільськогосподарського машинобудування. І це при тому, що в сільськогосподарських підприємствах майже 90 % техніки відпрацювало по одному, а то й більше, нормативних строків експлуатації [1, с. 6].

Очевидно, що така ситуація приводить і до значних втрат урожаю в сільськогосподарських підприємствах. Тому одним із важливих завдань у сприянні технологічним процесам в АПК є збільшення кількісного складу техніки та підвищення їхньої конкурентоспроможності як на внутрішньому, так і на зовнішньому ринках. Адже, маючи достатньо потужну галузь машинобудування в АПК, що складає понад 130 спеціалізованих підприємств та організацій, в яких працює майже 150 тисяч чоловік в Україні протягом останніх 10-15 років у сільському господарстві спостерігається катастрофічне зниження його забезпеченості основними засобами виробництва [2, с. 8]. Причому, поряд із паритетом цін, що спостерігається в сільському господарстві вже не одне десятиліття, в Україні й надалі переважає виробництво застарілої сільськогосподарської техніки. Зокрема, продовжується відставання вітчизняного машинобудування на 2-3 покоління з основних видів техніки (трактори, збиральні машини, плуги, сіялки тощо) від кращих зарубіжних аналогів [3, с. 10].

Отже, як видно із вищенаведеного, достатній рівень технологічних процесів в АПК можливо забезпечити в даній ситуації за двома основними напрямками: 1) створити сприятливі умови для виробників сільськогосподарського машинобудування (тракторів, зернозбиральних, бурякозбиральних та кормозбиральних комбайнів, знарядь для обробки ґрунту та проведення комплексу сільськогосподарських робіт на землі, посівної техніки, а також для внесення органічних, рідких добрив, для захисту рослин, дощувальної

техніки, комплекси обладнання для тваринництва та птахівництва, обладнання для харчової та переробної промисловості тощо); 2) передбачити гнучкий фінансовий механізм для сільськогосподарських підприємств – виробників сільськогосподарської продукції.

Слід зазначити, що тривалий час в Україні це питання намагались вирішити з використанням різних фінансових важелів щодо модернізації сільськогосподарського машинобудування, включаючи прийняття Закону України “Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу” від 7 лютого 2002 р. № 3023-III та постанови Кабінету Міністрів України від 13 липня 2004 року № 906, якою затверджено “Державну програму розвитку виробництва складної сільськогосподарської техніки на 2004-2005 роки”.

Зазначеним законом передбачено здійснення за рахунок бюджетних коштів часткової компенсації облікової ставки Національного банку України за кредити банків, що надаються машинобудівним підприємствам (до 70 %). Крім того, для сільськогосподарських товаровиробників та підприємств харчової і переробної промисловості також передбачено часткову компенсацію (до 40 %) банківських кредитів [4].

Однак, якщо із компенсацією банківських кредитів питання вирішується в двосторонньому порядку (тобто як для підприємств сільськогосподарського машинобудування, так і для покупців техніки), то в оподаткуванні спостерігається дещо інший підхід. У першу чергу, це стосується двох основних податків: ПДВ та фіксованого сільськогосподарського податку (ФСП), які, як відомо, сільгоспвиробники сплачують за спеціальним режимом оподаткування. В одному випадку, вони мають право використовувати кошти від ПДВ на власні потреби, а в іншому, сплачуючи ФСП, звільняються від 12 законодавчо встановлених в Україні податків, зборів (обов’язкових платежів). До них, зокрема, належать:

- податок на прибуток підприємств;
- плата (податок) за землю;
- податок з власників транспортних засобів та інших самохідних машин і механізмів;
- комунальний податок;
- збір за геологорозвідувальні роботи, виконані за рахунок державного бюджету

— збір до Фонду для здійснення заходів щодо ліквідації наслідків Чорнобильської катастрофи та соціального захисту населення;

— збір на обов'язкове соціальне страхування;

— збір на будівництво, реконструкцію, ремонт і утримання автомобільних доріг загального користування України

— збір на обов'язкове державне пенсійне страхування;

— збір до Державного інноваційного фонду;

— плата за придбання торгового патенту на здійснення торговельної діяльності;

— збір за спеціальне використання природних ресурсів (щодо користування водою для сільського господарства).

Безперечно, що окремі платежі, наведені в даному переліку скасовані деякими нормативними актами для всіх платників податків. Це, зокрема, стосується збору до Фонду для здійснення заходів щодо ліквідації наслідків Чорнобильської катастрофи та соціального захисту населення, збору на будівництво, реконструкцію, ремонт і утримання автомобільних доріг загального користування України, а також збору до Державного інноваційного фонду. Однак, навіть із відміною зазначених платежів підприємства сільськогосподарського машинобудування сплачують податки і збори, від яких звільнені сільськогосподарські товаровиробники.

Виходячи із вищенаведеного, вважаємо за доцільне розповсюдити порядок нарахування та сплати ФСП і на підприємства сільськогосподарського машинобудування, змінивши при цьому базу оподаткування, а нараховані суми ПДВ із реалізації техніки сільськогосподарським товаровиробникам залишати в розпорядженні таких підприємств. Безумовно, що зазначені кошти мають використовуватись за цільовим призначенням, зокрема, на освоєння нових інноваційних технологій із виробництва конкурентоспроможної техніки для сільського господарства. Вказане значно сприятиме підвищенню рівня технологічних процесів у сільському господарстві та в переробних галузях АПК. Поряд з цим, підприємства сільськогосподарського машинобудування будуть поставлені в однакові податкові умови із сільськогосподарськими виробниками, які пов'язані між собою в забезпеченні технологічних процесів із вирощування, переробки та збуту продукції сільського господарства.

Література

1. Шандра В. Стратегічні напрями розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу // Науково-технічний журнал Техніка АПК. – 2006. – № 5. – С. 6-7.
2. Саченко В. У. Українському селу – надійну вітчизняну техніку // Науково-технічний журнал Техніка АПК. – 2006. – № 5. – С. 8-9.
3. Іванишин В. Випробування – необхідний стан в створенні конкурентоспроможної сільськогосподарської техніки // Науково-технічний журнал Техніка АПК. – 2006. – № 5. – С. 10-11.
4. Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу: Закон України від 7 лютого 2002 р. № 3023-III // Урядовий кур'єр. – 2002. – № 63.

ОРГАНІЗАЦІЙНО-ЕКОНОМІЧНИЙ МЕХАНІЗМ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ НОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ В ПРОМИСЛОВОМУ ВИРОБНИЦТВІ

*Романова Валентина Василівна Хмельницький університет управління та права,
кафедра державного управління та місцевого самоврядування м. Хмельницький, вул.
Театральна, 8 тел. 8(0382)701488*

Розвиток економіки України в значній мірі визначається здійсненням ефективних структурних перетворень у промисловому виробництві з метою усунення негативних економічних наслідків техніко-технологічної неузгодженості, що, в свою чергу, вимагає його швидкого та якісного оновлення. Світова практика промислового виробництва наочно підтверджує, що без нових технологій та відповідних фінансових і матеріальних ресурсів не відбувається жодних позитивних економічних зрушень. Поряд з цим, країни, які лідирують у впровадженні передових технологій та найпрогресивнішої наукомісткої техніки, привласнюють величезний надлишковий прибуток, зокрема за умови, що створена з використанням новітніх технологій продукція вивозиться на світовий ринок.

Прискорене впровадження нових технологій в промислове виробництво передбачає врахування його особливостей, вивчення структурних зрушень, подальше розкриття об'єктивних і суб'єктивних чинників і умов, які визначають сутність економічних процесів, що відбуваються у країні. При цьому не можна не враховувати поступового виходу з економічної кризи, який почався в останні роки в Україні, помітного підвищення рівня вітчизняного виробництва,

відчутного поживлення суспільних процесів. Саме в даний час економіці України потрібний спонукальний поштовх для поглиблення цих позитивних зрушень.

Статистичні дані свідчать, що інноваційні процеси й сполучене з ними інноваційно-спрямоване інвестування все ще не одержали належного поширення у вітчизняній економіці. Так, у 2002 році кількість впроваджених нових технологічних процесів у промисловості України становила 15,6% від рівня 1991 року, заходи щодо впровадження інновацій здійснювали всього 14,6 % підприємств, тоді як у промислово розвинутих країнах цей показник становить 30-70%. У Хмельницькій області в 2005 році лише 17,6% промислових підприємств проводили комплексну механізацію і автоматизацію виробництва, з них половина впроваджували нові технологічні процеси, що свідчить про технологічну відсталість й уповільнені процеси відновлення виробництва. За останні 10 років впровадження нових прогресивних технологічних процесів у промисловому виробництві регіону скоротилось у 10 разів. В результаті відсутності в Україні дієвого механізму інвестування масштабних технологічних змін у більшості регіонів, як і в країні в цілому, досить швидко втрачаються можливості оперативного реагування на світові науково-технічні досягнення й ефективного використання їх у інтересах країни. Національні інтереси України вимагають негайних та ефективних заходів, спрямованих на забезпечення збереження і ефективного використання науково-технологічного потенціалу для подолання кризових явищ у економічному та соціальному розвитку. З урахуванням ситуації, що склалася, необхідним є чітке визначення концептуальних засад науково-технологічної й інноваційної політики та організаційно-економічного механізму підвищення ефективності використання нових технологій

Слід мати на увазі, що будь-яка економіка є технологічно багатуокладною, в ній одночасно існують і взаємодіють різні технологічні уклади. Історія міжнародної економіки останніх трьох століть, як відомо, демонструє становлення та заміщення п'яти технологічних укладів. В Україні домінуючим є симбіоз третього і четвертого укладів з достатньо розвинутими елементами п'ятого, який охоплює інформаційні й комунікаційні технології, наукомісткі виробництва, нові джерела енергії. Світовий досвід засвідчує, що головною передумовою випереджаючого зростання виробництва п'ятого технологічного укладу є належна державна підтримка, передусім інвестиційна.

Вихід нових наукомістких технологій виробництва на чільне місце серед головних факторів динамічного розвитку економіки обумовлює необхідність розробки і подальшого використання

методичних інструментів дослідження характеру та темпів технологічного розвитку в контексті макроекономічних процесів. Нова політика економічного зростання, заснована, передусім, на інноваційно-інвестиційному технологічному розвитку, має формуватися на базі застосування процедури економічної оцінки технологій. У цих умовах ефективним є використання програмно-цільового підходу, принципи якого конкретизуються в просторі та в часі на базі комплексу виробничих, організаційних, науково-дослідних, технологічних і фінансових заходів, що мають сприяти активізації процесів використання нових технологій у регіональному промисловому виробництві.

Процесу оновлення промислових технологій має передувати розробка відповідних методик і розрахунків, адекватної оцінки економічної ефективності, що можливо на основі дослідження та моделювання цього важливого інноваційного процесу. Моделювання ефективності впровадження нових технологій у промисловості України полягає у тому, що цей процес необхідно розглядати на макrorівні, з урахуванням існуючої державної політики інноваційного розвитку, що передбачає розробку моделі галузі як підсистеми економічної системи країни.

Вибір нових технологій для впровадження на промислових підприємствах доцільно робити шляхом побудови моделі економічної оцінки ефективності різних їх варіантів, що дозволить обирати таку, яка характеризується прогнозним мінімумом витрачених коштів і максимумом одержаного прибутку, тобто максимальною ефективністю.

Вирішення проблеми об'єктивної економічної оцінки ефективності впровадження нових технологій у промислове виробництво тісно пов'язується з удосконаленням прогнозування його розвитку, яке базується на ринковому підході до аналізу співвідношення "попит-пропозиція" на ринку відповідної продукції галузі або окремого підприємства. Доцільним є застосування метода комплексної оцінки ефективності використання нових технологій за сукупністю показників, а саме: порівняльна ефективність; економічна ефективність; термін окупності; рентабельність продукції; рентабельність виробництва. Слід зазначити, що необхідним є врахування факторів, які найбільше впливають на ефективність процесів впровадження нових технологій, а саме: конструктивна уніфікація і стандартизація; склад і комплектність устаткування; механізація і автоматизація, досконалість і прогресивність технологічних процесів та процесів управління.

Впровадження нових технологій неможливе без технічного переозброєння виробництва з залученням такого обладнання, що є

матеріальним носієм нових технологічних процесів. Оновлене устаткування повинно забезпечити випуск продукції в необхідному обсязі, відповідного рівня якості й асортименту на основі нових технологій, сприяти оперативному переходу на випуск нової продукції, іншими словами, постійно забезпечувати готовність виробництва до ефективного досягнення кінцевого результату – отримання максимального прибутку виробника при задоволенні конкретного попиту споживачів.

Пріоритетними напрямами у сфері промислового виробництва має стати впровадження високорентабельних інноваційно-інвестиційних проектів, реалізація яких може забезпечити якнайшвидшу віддачу і започаткувати прогресивні зміни в структурі виробництва та тенденціях його розвитку, технологічне і технічне оновлення базових виробництв, формування наукомістких виробничих процесів та сприяння функціонуванню інноваційних структур у регіонах.

Функцію обмеження негативного і підсилення позитивного впливу різноманітних факторів на виробничий процес при впровадженні нових технологій має виконувати досконала система управління. Вдосконалення системи управління використанням нових технологій можливе на основі: прогнозування науково-технічного розвитку підприємства з урахуванням регіональних особливостей і розмірів ресурсів та розвитку даної галузі промисловості; регулювання науково-технічного розвитку конкретного виробництва; управління процесами використання нових технологій і впровадження науково-технічних новацій на підприємстві за раніше визначеними оптимальними варіантами; ресурсного забезпечення підприємства та достатнього інформаційного забезпечення. Забезпечення оптимального розвитку підприємств пропонується реалізувати з використанням запропонованих моделей оптимізації з оцінкою оптимальності самих моделей по співвідношенню складових результуючої похибки та використанням динамічного підходу з урахуванням фактору часу в умовах ринку.

На даний час однією з болючих проблем використання нових технологій у промисловому виробництві є нестача фінансових ресурсів у підприємств на інноваційний розвиток. Зокрема, обсяг витрат на придбання нових технологій у 2005 році по промислових підприємствах Хмельницької області становив 205,6 тис. грн. або 1,2% від загального обсягу інноваційних витрат у промисловості. Фінансування інноваційної діяльності в промисловості області здійснювалось виключно за рахунок власних коштів, що викликає необхідність визначення джерел залучення коштів. При цьому важливими є як джерела накопичення власних фінансових ресурсів

(прискорена амортизація, прибуток тощо), так і залучення запозичених ресурсів (вдосконалення кредитної стратегії та політики).

Фінансову підтримку процесу впровадження і використання нових технологій в сучасних умовах реальніше всього здійснювати шляхом взаємовигідних відносин підприємств з комерційними банками та пільгового кредитування підприємств, які активно впроваджують нові технології. При таких відносинах не тільки банк має зробити оцінку кредитоспроможності клієнтів, але й підприємства при виборі банку-кредитора мають заздалегідь переконатися в його надійності і платоспроможності, тому доцільними є оцінка платоспроможності обох суб'єктів кредитної угоди, а також розрахунок економічного ефекту впровадження нових технологій на підприємствах за рахунок кредитів комерційних банків, що сприятиме заохоченню їх до кредитування цих процесів. Поліпшення ситуації щодо кредитування процесів впровадження нових технологій вимагає зміни фінансової політики НБУ, яка полягає у тому, щоб дозволяти комерційним банкам при необхідності застосовувати такі заходи, як збільшення розміру кредитів, зменшення розміру відсотків за кредити, продовження терміну повернення кредитів, надання гарантії постачальникам нової техніки та ноу-хау щодо платоспроможності їх споживачів.

Таким чином, основними елементами організаційно-економічного механізму підвищення ефективності нових технологій вважаємо: застосування зваженої стратегії технічного переозброєння підприємств; широке застосування у виробничій діяльності прогнозування, особливо довгострокового, та підвищення обґрунтованості прогнозних моделей; забезпечення процесу оптимального розвитку підприємств на базі впровадження нових технологій; вдосконалення фінансового забезпечення процесів впровадження нових технологій.

РОЛЬ АУДИТУ ОХОРОНИ ПРАЦІ В ПІДВИЩЕННІ НАДІЙНОСТІ ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

Когут Ольга Володимирівна

Хмельницький університет управління та права

м. Хмельницький, вул. Театральна, 8,

тел.: 803822 (70-14-87) E-mails: univer@hirup.km.ua

Підвищення якості та надійності технічних систем та технологічних процесів безпосередньо впливає на зменшення виробничого ризику та збереження життя і здоров'я багатьох людей,

адже однією із причин травматизму та смертності на виробництві є експлуатація технічно несправних машин та механізмів. Існуюча система управління охороною праці в Україні в цілому скопійована із системи управління охороною праці, що діяла в СРСР, яка була побудована на плановій економіці, централізації матеріальних і фінансових ресурсів, директивних принципах керівництва. В умовах ринкової економіки такий підхід необхідно змінити.

Державна політика України щодо охорони праці виходить із конституційного права кожного громадянина на належні безпечні і здорові умови праці та пріоритету життя і здоров'я працівника по відношенню до результатів виробничої діяльності. Реалізація цієї політики має забезпечити постійне поліпшення умов і безпеки праці, зменшення рівнів травматизму та професійної захворюваності.

Постановою Кабінету Міністрів України від 10.10.2001 р. було затверджено Національну програму поліпшення стану безпеки, гігієни праці та виробничого середовища на 2001-2005 рр., яка лягла в основу галузевих та регіональних програм поліпшення стану охорони праці. 22.10.2001 р. наказом Мінпраці була затверджена Концепція управління охороною праці, що визначила шляхи реформування управління охороною праці в Україні. З метою підвищення ефективності державного нагляду за охороною праці, указом Президента України від 18.09.2002 р. на базі Державного департаменту з нагляду за охороною праці було утворено Державний комітет України з нагляду за охороною праці як центральний орган виконавчої влади у цій сфері. Але 10.10.2005 р. цей орган було перетворено у Державний департамент промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду зі статусом урядового органу державного управління, що діє у складі Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи (МНС) та йому підпорядковується. Згідно Положення, затвердженого постановою КМУ від 15.11.2005, одним із повноважень Державного департаменту промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду є участь у проведенні **аудиту з питань охорони праці**. Метою даного дослідження є аналіз сутності та ролі аудиту охорони праці.

Законодавче посилання на аудит охорони праці міститься в Законі України «Про охорону праці», стаття 13 якого закріплює, що роботодавець зобов'язаний створити на робочому місці в кожному структурному підрозділі умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечити додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці. З цією метою роботодавець забезпечує функціонування системи управління

охороною праці, що полягає, зокрема, в *організації проведення аудиту охорони праці*.

Відповідно до п. 3.1 національного стандарту в галузі якості та екологічного менеджменту ДСТУ ISO 19011:2003 «Настанови щодо здійснення аудитів систем управління якістю і (або) екологічного управління», аудит визначається як систематичний, незалежний та задокументований процес одержання доказів аудиту і об'єктивної їх оцінки з метою визначення ступеня виконання критеріїв аудиту.

27.06.2006 р. наказом МНС було затверджено Рекомендації щодо побудови системи управління охороною праці на виробництві, які визначають мінімальні вимоги до заходів суб'єкта господарювання щодо забезпечення безпечних та здорових умов праці найманих працівників та поширюються на всіх суб'єктів господарювання, що використовують найману працю незалежно від форми власності та виду діяльності. Згідно Рекомендацій, *аудит охорони праці та промислової безпеки* – це документально оформлене системне обстеження й аналіз стану умов та безпеки праці з метою визначення їх відповідності критеріям, встановленим законодавчими та нормативно-правовими актами з охорони праці та промислової безпеки.

Рекомендації приділяють увагу лише внутрішньому аудиту, який проводиться фахівцями самого підприємства. На нашу думку, критерієм оцінки в галузі промислової безпеки та охорони праці може бути тільки *незалежна* оцінка технічного стану експлуатованого об'єкта і системи організації роботи підприємства. Тому на увагу заслуговує саме зовнішній аудит, що ґрунтується на принципі незалежності кожного члена аудиторської групи від керівника чи іншої зацікавленої особи підприємства, що перевіряється.

Критична зношеність основних фондів, особливо на великих підприємствах з великою кількістю об'єктів підвищеної небезпеки, може негативно вплинути на забезпечення промислової безпеки та спричинити серйозні екологічні наслідки. Що і як може змусити власника змінити своє ставлення до питань промислової безпеки та охорони праці? Тут основна роль повинна належати не директивній, а регламентованій державній системі управління та регулювання з боку держави. Аварії та нещасні випадки, на жаль, не можна виключити повністю, можна лише зменшити їх кількість та обмежити їхні негативні наслідки. Який рівень аварійності та травматизму варто вважати прийнятним з погляду держави? Як визначити критерій безпеки виробництва? На практиці на сьогоднішній день діє приписовий метод управління безпекою з боку держави, що ґрунтується на накопиченому досвіді під час експлуатації устаткування, внесенні доповнень і змін до правил безпеки. На жаль,

нормативна база з охорони праці є дуже інерційною системою, що гальмує деякою мірою науково-технічний прогрес та характеризується неповнотою охоплення, особливо для нових технологій, суперечливістю і непогодженістю вимог у межах різних відомств, позаекономічною основою, відірваністю від ринку. Крім того, це досить громіздка система, що включає понад дві тисячі актів. Тому необхідно переходити на державну регламентовану систему роботи в галузі промислової безпеки та охорони праці.

Держава ставить цілі і завдання щодо досягнення необхідного рівня безпеки. Рівень безпеки в ринкових умовах забезпечується і контролюється страхувальником на основі проведення незалежної експертизи технічного стану об'єкта та умов праці. Таким самим шляхом необхідно йти і стосовно незалежного аудиторського контролю стану охорони праці на підприємствах. Спираючись на дійсно незалежну оцінку фахівців-експертів, можна зробити висновок про ступінь ризику виробництва, можливі збитки, що можуть бути завдані підприємству, персоналу, населенню, екологічному середовищу тощо.

Виробничий ризик не можна зробити нульовим, але можна наблизити його до прийняттого для держави і суспільства рівня. Підприємство, кількісно оцінюючи за допомогою незалежного аудиту ступінь небезпеки свого виробництва, декларацією безпеки показує, що небезпеки контролюються і ризик мінімальний. Удосконалення системи регулювання та нагляду повинно проводитися шляхом усунення недоліків діючого приписового підходу і переходу до світової практики цілеорієнтованого регулювання.

Використання інституту незалежного аудиту – один із напрямів переходу до нової економічної схеми регулювання охорони праці на підприємствах і в організаціях у процесі їх виробничо-господарської діяльності. Якщо держава поставить завдання працювати з мінімальним ризиком виникнення аварійних ситуацій, аварій та нещасних випадків, виходячи з критеріїв ринку, то тоді стануть зрозумілими й основні напрями вдосконалення державного регулювання промислової безпеки.

ЗБЕРЕЖЕННЯ КОМЕРЦІЙНОЇ ТАЄМНИЦІ ЯК ОДИН З ШЛЯХІВ ЗАБЕСПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ТА ПРОЦЕСІВ

*Журик Юрій Володимирович,
кандидат юридичних наук, доцент кафедри цивільно-правових дисциплін
Хмельницького університету управління та права (Україна)*

При вчиненні правопорушень у вигляді неправомірного збирання, розкриття та використання комерційної таємниці, (глава 4 Закону України “Про захист від недобросовісної конкуренції”), у першу чергу необхідно визначити, що являє собою *“комерційна таємниця”*.

В Законі України “Про захист від недобросовісної конкуренції” законодавець використовує такі словосполучення, як *“відомості, що відповідно до законодавства України становлять комерційну таємницю”* (ст.ст.16, 18 Закону), *“відомості, що відповідно до чинного законодавства України становлять комерційну таємницю”* (ст.17 Закону), *“відомості, що становлять відповідно до законодавства України комерційну таємницю”* (ст.19 Закону) [1].

На сьогодні визначення *комерційної таємниці* дано у ст. 505 Цивільного кодексу України, згідно з якою комерційною таємницею є *інформація, яка є секретною* в тому розумінні, що вона в цілому чи в певній формі та в сукупності її складових є невідомою та не є легкодоступною для осіб, які звичайно мають справу з видом інформації, до якого вона належить, у зв'язку з цим має комерційну цінність та була предметом адекватних існуючим обставинам заходів щодо збереження її секретності, вжитих особою, яка законно контролює цю інформацію [2].

Господарський кодекс України у ст.162 лише вказує на правомочності суб'єктів господарювання щодо комерційної таємниці, так суб'єкт господарювання, що є володільцем технічної, організаційної або іншої комерційної інформації, має право на захист від незаконного використання цієї інформації третіми особами, за умов, що ця інформація має комерційну цінність у зв'язку з тим, що вона невідома третім особам і до неї немає вільного доступу інших осіб на законних підставах, а володільць інформації вживає належних заходів до охорони її конфіденційності [3].

Відомості, які *не можуть становити комерційну таємницю*, визначено у Постанові Кабінету Міністрів України № 611 від 9 вересня 1993 року Про перелік відомостей, що не становлять комерційної таємниці [4]. Тобто законодавчим критерієм визначення комерційної таємниці можна вважати внесення (або невнесення) Кабінетом Міністрів України відомостей до зазначеного переліку.

Кваліфікуючою ознакою відомостей, що містять комерційну таємницю, є *можливість завдання матеріальної шкоди підприємству або його діловій репутації*. Не обов'язково, щоб розголошення відомостей завдало реальної шкоди.

Причому законодавчо не встановлено, яким саме інтересам може бути завдано шкоди. Можна припустити, що інтереси підприємства

можуть бути порушені внаслідок розголошення цих відомостей, у використанні їх конкурентами з метою одержання певних переваг над іншими суб'єктами господарювання.

В Законі України “Про захист від недобросовісної конкуренції” заборонено *“неправомірне”* збирання таких відомостей, якщо це завдало чи могло завдати шкоди суб'єкту господарювання. Термін *“неправомірне”* є надто широким за змістом, і при застосуванні у деяких випадках це може мати вирішальне значення. Теоретично, відповідно до цього положення, можна припустити, що збирання комерційної інформації може бути правомірним, наприклад, ознайомлення з дозволу уповноваженої на те особи.

Наприклад, за німецьким законодавством, збирання відомостей визнається неправомірним тільки у тому випадку, якщо воно здійснюється *“без отримання на це повноважень”*, а також *“із застосуванням технічних засобів”* (копіювальна техніка, фотоапарати, телекамери, пристрої для прослуховування), *“через виготовлення точного відображення таємниці”* (копії, креслення, передрук, запис на магнітну плівку) або *“через виїмку предмету, до якого включено таємницю”* [5, с.40]. Тобто, на нашу думку, ст.16 Закону України “Про захист від недобросовісної конкуренції” можна було б уточнити положенням щодо того, яким чином здійснюється збір інформації та у чому саме полягає протиправність.

Тут варто зазначити, що інформація з обмеженим доступом поділяється відповідно до Закону України “Про інформацію” на конфіденційну та таємну. Конфіденційна інформація - це відомості, які знаходяться у володінні, користуванні або розпорядженні окремих фізичних або юридичних осіб і поширюються за їх бажанням відповідно до передбачених ними умов. До таємної інформації, відповідно до ст.30 Закону України “Про інформацію”, належить інформація, що містить відомості, які становлять державну та іншу передбачену законом таємницю, розголошення якої завдає шкоди особі, суспільству та державі [6].

У різних країнах існують різні підходи щодо визначення того, що являє собою конфіденційна комерційна інформація, оскільки є відмінності термінологічного плану - так, у США захищаються окремі *торгові таємниці й ноу-хау*; у Німеччині - *таємниці фірми*. У законодавстві Російської Федерації, наприклад, використовуються одночасно декілька паралельних термінів - службова таємниця, комерційна таємниця, ноу-хау, що, на нашу думку, лише ускладнює формування єдиної системи захисту конфіденційної комерційної таємниці [7, с.25].

Одним з найбільш складних питань правового регулювання відносин пов'язаних з конфіденційною інформацією, є питання встановлення рівноваги публічних та приватних інтересів. Дійсно: з одного боку - суспільство та його громадяни мають право знати про те, що може спричинити їм шкоду, обмежити їх права. З іншого боку - суб'єкти господарювання займаються підприємницькою діяльністю в умовах все більш жорсткої конкуренції, яка може здійснюється недобросовісними методами, тобто частина інформації не повинна розголошуватися.

Дії суб'єктів господарювання які спрямовані на отримання чужої конфіденційної інформації, нерідко здійснюються у формі, яка характеризується у законодавстві різних країн як промислове шпигунство.

Небезпечність промислового шпигунства почали розуміти в багатьох розвинутих країнах. Так, наприклад, в Японії 100% компаній застосовують в своїй діяльності різні засоби захисту від іноземних промислових шпигунів, в США - тільки біля 5% компаній (хоча за даними Ради по розробці науково-технічної політики при Білому домі щорічні втрати бізнесу США з таких причин складають порядку 100 млрд. доларів) [7, с.29]. Найбільш відомий приклад - формула напою "Coca-Cola", яка вже більше ніж сто десять років охороняється під суворою заборонаю [7, с.33].

Зазначимо також, що в законодавстві про захист економічної конкуренції на сьогодні немає визначення промислового шпигунства, не передбачено також відповідальності за його здійснення. За такі дії передбачено лише кримінальну відповідальність - ст.231 Кримінального кодексу України [8].

На нашу думку, в Законі України "Про захист від недобросовісної конкуренції" було б доцільно закріпити визначення промислового шпигунства наприклад, таким чином: *"Промисловим шпигунством є збір протиправними способами (без згоди власника) за допомогою технічних засобів або без них, відомостей, які відповідно до законодавства України є комерційною таємницею та застосовуються у промисловості (виробництві), якщо це завдало чи могло завдати шкоди суб'єкту господарювання"*.

Література

1. Про захист від недобросовісної конкуренції: Закон України від 7 червня 1996 року // Відомості Верховної Ради України. - 1996. - № 36. - Ст.164.

2. Цивільний кодекс України. Прийнятий Верховною Радою України 16 січня 2003 року // Офіційний текст / Міністерство юстиції України. - К.: Юрінком Інтер, 2003. - 464 с.
3. Господарський кодекс України. Прийнятий Верховною Радою України 16 січня 2003 року // Офіційний вісник України. - 2003. - № 11. - Ст.462.
4. Про перелік відомостей, що не становлять державної таємниці. Постанова Кабінету Міністрів № 611 від 9 вересня 1993 року // Зібрання постанов Уряду України. - 1993. - № 12. - Ст.296.
5. Коментар професора Арведа Дерінгера Закону України "Про захист від недобросовісної конкуренції". - К.: Антимонопольний комітет України, 1997. - 50 с.
6. Про інформацію: Закон України від 2 жовтня 1992 року // Відомості Верховної Ради України. - 1992. - № 48. - Ст.650.
7. Залесская М.В. Недобросовестная конкуренция: некоторые проблемы неправомерного получения, использования и разглашения конфиденциальной коммерческой информации // Законодательство и экономика. - 1998. - № 5 (171). - С. 19-34.
8. Кримінальний кодекс України. Прийнятий Верховною Радою України 5 квітня 2001 року // Офіційний вісник України. - 2001. - № 2. - Ст.920.

ПРОБЛЕМИ ПРАВОВОГО РЕГУЛЮВАННЯ ПАЮВАННЯ ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ТА ІНШОГО МАЙНА В АГРАРНОМУ СЕКТОРІ ЕКОНОМІКИ УКРАЇНИ

*Домбровський Станіслав Феліксович Хмельницький університет управління і права
29000, м. Хмельницький, вул. Театральна, 8 телефони: моб.: 8-067-665-51-82, роб. 76-
57-67, 65-21-23*

До головних проблем правового наукового забезпечення аграрної реформи в Україні відноситься зміна відносин власності на майно, в тому числі і на технічні засоби в сільськогосподарських підприємствах недержавної форми власності. Способи правового забезпечення реформування аграрних майнових відносин при здійсненні аграрної реформи на законодавчому рівні не було передбачено. Відсутність такого правового регулювання позначилося на неефективності розпаювання майна в аграрному секторі економіки. Тому великого значення набуває питання подальшого розвитку аграрного законодавства з проблем паювання майна, на нашу думку є

необхідність подальшого продовження наукового дослідження майнових відносин в сільському господарстві України, щодо паювання майна.

При цьому необхідно з'ясувати та обґрунтувати особливості пайових фондів майна сільгосп підприємств (надалі-СГП), розпорядження майновими паями його членами у разі виходу з них, порядку визначення структури майнового паю, видачі його грошми, в натурі. Ці питання в певній мірі регулюються законом України “Про колективне сільськогосподарське підприємство”(1), указом Президента України “Про заходи щодо забезпечення захисту майнових прав селян у процесі реформування аграрного сектору економіки” від 29.01.2001р. (2), постановою Кабінету Міністрів України “Про врегулювання питань щодо забезпечення захисту майнових прав селян у процесі реформування аграрного сектору економіки” від 28.02.2001р. (3) Правовому регулюванню майнових паїв СГП, сприяли правової норми законів України “Про сільськогосподарську кооперацію”(4) та “Про кооперацію”(5).

Вказаними актами законодавства визначено право члена СГП на майновий пай при виході із його складу, уточнено склад, структуру і вартість майнового пайового фонду. Розпорядження таким паєм здійснюється особою за власним розсудом. Майновий пай може успадковуватись відповідно до Цивільного кодексу України. Суперечки з цих питань розглядають місцеві суди. (6)

Ці акти, на великий жаль, видані із значним запізненням. Вони і на сьогодні в певній мірі сприяють правильному і однаковому вирішенню питань з правового регулювання цих майнових відносин захисту конституційних прав мільйонів селян, які з різних причин не отримали належні майнові паї.

Як показує практика застосування законодавства про майнові паї, паювання їх в СГП не є однаковими. Це пояснюється тим, що на базі ліквідованих колгоспів на протязі 1992-1993 років були створені КСГП, а інші КСГП – були утворені на базі радгоспів, згідно вимог закону України “Про особливості приватизації в агропромисловому комплексі”. (7)

Цікавим правовим моментом є і те. Що майновий пай не може бути орендованим, якщо він індивідуально не визначений, не закріплений за конкретною особою. Тобто предметом оренди може бути майно в натурі, яке отримано особою в СГП у зв'язку із припиненням членства в ньому.

Звертає на себе увагу різностороння судова практика по розгляду справ за позовними заявами членів СГП, які вийшли з їх складу і не

мають можливості отримати майнові паї ліквідним майном, або рекомендували взамін отримати низько ліквідне майно та технічні засоби. Причиною такого становища є те. Що майно, яке підлягало розподілу між членами СГП не було відокремлене від іншого майна, яке не підлягало паюванню. Всупереч вимогам законодавства не підготовленні і в установленому порядку не затверджувались списки майна, яке підлягає паюванню. Також включалось майно, яке не підлягало паюванню. Це майно соціальної сфери, або яке призначалось для погашення дебіторської заборгованості, чи знаходилось у заставі. Такому негативному становищу не сприяло прийняття локальних актів загальними зборами колишніх членів СГП або спілки співвласників майна..

Також, проблемними питаннями є і те, що згідно Указу Президента України “Про невідкладні заходи щодо прискорення реформування аграрного сектору економіки” від 03.12.1999р. (8) майже всі СГП змінили свій правовий статус, перетворившись у інші агроформування і використовують майно колишніх членів СГП без належних юридичних підстав. Протириччю майнових відносин колишніх членів СГП, сприяла невизначеність юридичного статусу майна, яким володіють нові агроформування.

Відповідними нормативними актами не визначено загальнодержавний стандарт по складанню та оформленню списку осіб СГП, що мають право на одержання майнового паю, не встановлено дату складання таких списків. Тобто, чи датою є день реєстрації СГП, як дата затвердження вищим органом управління справами СГП, чи дата прийняття загальними зборами СГП рішення про паювання майна, яке проводилось в попередні роки. З цієї причини також порушуються права осіб, що вибули з членів СГП з різних поважних причин і мають право на одержання майнових паїв.

Крім того, законом України “про колективне сільськогосподарське підприємство” забороняється здійснювати розпаювання майна соціальної сфери яке підлягає передачі до комунальної власності на безоплатній основі у порядку затвердженому урядом України від 13.08.2003р. “Про порядок безоплатної передачі у комунальну власність об’єктів соціальної сфери, житлового фонду, у тому числі незавершеного будівництва, а також внутрішньогосподарських меліоративних систем колективних сільськогосподарських підприємств, що не підлягали паюванню в процесі реорганізації цих підприємств та передані на баланс підприємств – правонаступників” (9). Як показує судова практика,

дана постанова уряду нерідко порушується, ущемляючи інтереси членів КСП.

Враховуючи викладене рахуємо, що ці та інші питання, щодо паювання майна в СГП необхідно вирішити на законодавчому рівні. Прийняти спеціальні закони України "Про захист майнових прав селян у процесі реформування сільськогосподарських підприємств" та "Про особливості реалізації права спільної часткової власності особами – власниками майнових паїв у сільськогосподарських підприємствах" Ці акти законодавства сприяли би передусім належному врегулюванню майнових відносин, захисту прав селян, які мають право на такий пай та посиленню юридичної відповідальності з боку керівників та інших посадових осіб СГП, які допускають навмисне порушення конституційних прав селян у процесі здійснення паювання майна. Також вважаємо за доцільне внести доповнення, про відповідальність керівників та спеціалістів за порушення законодавства про майнові паї та майнові відносини в адміністративному та кримінальному порядку, в кодекс про адміністративне правопорушення України та в Кримінальний кодекс України.

Література

1. Закон України "Про колективне сільськогосподарське підприємство" // Закони України. – К., 1996. - Т.3. – С.22.
2. Указ Президента України "Про заходи щодо забезпечення захисту майнових прав селян у процесі реформування аграрного сектору економіки" від 29.01.2001р. №62/2001 // ОВУ. – 2001. - №5. – Ст.176.
3. Постанова Кабінету Міністрів України "Про врегулювання питань щодо забезпечення захисту майнових прав селян у процесі реформування аграрного сектору економіки" від 28.02.2001р. №177. // ЗП України. – 2001. - №16-17. – Ст..15.
4. Закон України "Про сільськогосподарську кооперацію" від 17.07.1997. // КУ. – 1997. - №43. – 22 жовтня.
5. Закон України "Про кооперацію" від 10.07.2003 // ОВУ. – 2003. - №33. – Ст.. 1774.
6. Цивільний кодекс України. К., 2006р.
7. Закон Країни "Про особливості приватизації в агропромисловому комплексі" від 10.07.1996р.// Закони України. – К., 1997. – С.11. – С.35.
8. Указ Президента України "Про невідкладні заходи щодо прискорення реформування аграрного сектора економіки" від 03.12.1999р. №1529/99 // ОВУ. – 1999. - №49. – Ст. 2400
9. Постанова Кабінету Міністрів України "Про порядок безоплатної передачі у комунальну власність об'єктів соціальної сфери, житлового

фонду, у тому числі незавершеного будівництва, а також внутрішньогосподарських меліоративних систем колективних сільськогосподарських підприємств, що не підлягали паюванню в процесі реорганізації цих підприємств та передані на баланс підприємств- правонаступників” від 13.08.2003р., № 1253// ОВУ. – 2003. - №33. – Ст. 1791.

ІННОВАЦІЙНІ ФОРМИ РОЗВИТКУ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ СИСТЕМ

*Щепанський Едуард Валерійович Хмельницький університет управління та права,
кафедра державного управління та місцевого самоврядування м. Хмельницький, вул.
Театральна, 8 тел. 8(0382)701488*

Сучасна економіка характеризується динамічністю і нестабільністю процесів, що відбуваються на ринку. Економіка трансформаційного періоду як України, так і інших країн, що стали на шлях ринкових перетворень, характеризується високим рівнем нестабільності, яка пов'язана з постійною зміною не тільки обсягів, але і напрямку розвитку. В таких умовах суб'єкти господарювання повинні постійно адаптуватися до змін, що відбуваються. Одним із ефективних методів адаптації, що дозволяє динамічно приводити до відповідності внутрішні можливості розвитку і зовнішні фактори впливу, є інновації, ефективне управління якими значною мірою обумовлено впливом державних механізмів регулювання інноваційного розвитку промислових регіонів.

Нова науково-технологічна стратегія ХХІ ст. має базуватися на принципово нових за формою організації і управління науково-технічних структурах – великих регіональних науково-технічних комплексах, орієнтованих на пріоритетний розвиток наукомістких виробництв. За кордоном до таких науково-технічних комплексів відносять технополіси, технопарки, науково-технічні, технологічні, інноваційні та інші центри. Вони розрізняються переважно цілями проектів та місцевою специфікою їх реалізації.

Найудосконалішими інноваційними формами організації науково-технічної системи, що діє за схемою „наука – виробництво – соціальна сфера” є технополіси та технопарки. У багатьох країнах створення технополісів та технопарків зведено в ранг державної науково-технічної політики і є елементом стратегії розвитку держави. Головною метою створення інноваційних науково-технічних структур

є інтенсифікація процесу розробки і впровадження у виробництво новітніх технологій, підготовка висококваліфікованих кадрів.

У країнах з розвинутою економікою відбувається масовий перехід до наукомістких технологій; усвідомлення обмеженості природних ресурсів зумовило пошук ресурсозберігаючих технологій при глибокій переробці сировини. Результатом цього є створення структур, здатних до синтезу науки та виробництва, розвитку індустрії інтелектуальних продуктів. Один із найефективніших підходів до розв'язання названих завдань – організація мережі технополісів. Створення технополісів за кордоном можна розглядати як один із значних експериментів ХХ ст., що охоплює широке коло економічних, соціальних, техніко-технологічних, науково-дослідних, комунікаційних та інших проблем. Технополіс – самодостатнє міське утворення з науково-дослідними установами, навчальними закладами, високотехнологічними і наукомісткими підприємствами, житловими масивами, об'єктами обслуговування та рекреації, комунікаціями. Функцією технополісу є максимальне використання унікального науково-виробничого та трудового потенціалу великого міста, його зручного економіко-географічного положення через формування життєво важливої для інноваційної діяльності інфраструктури. При цьому розвиток технополісу повинен здійснюватися в умовах збереження систематичних зв'язків із містом, яке залишається для нього головним джерелом різноманітної професійної та загальнокультурної інформації.

Зарубіжний досвід показує, що для створення повноцінної і стійкої науково-виробничої системи, яка б приваблювала мешканців великого міста, технополіс повинен бути відносно великим, мати досить різнобічну економічну базу та можливості надання різноманітних видів послуг. Основними завданнями, які ставляться перед створенням технополісу є:

- з'ясування найважливіших потреб конкретних регіонів і територій у високотехнологічних галузях виробництва і видах наукомісткої продукції;
- визначення пріоритетних напрямів соціально-економічного розвитку цих регіонів та територій з урахуванням можливостей, що відкриваються перед ними у випадку створення на їх базі технополісу;
- детальний аналіз наявності об'єктивних передумов для створення того чи іншого наукового технополісу;
- уточнення цілей, завдань і перспектив розвитку передбачуваних технополісів.

Наступною ефективною формою організації науково-технічної системи є створення науково-технологічних парків, які складають організаційну основу інноваційних процесів та відіграють важливу роль у перенесенні високих технологій із області фундаментальних розробок у виробництво і сприяють позитивним структурним зрушенням в економіці, росту конкурентоспроможності продукції на світовому ринку. Отже, науково-технологічний парк – це комплекс дослідних інститутів, лабораторій, дослідних заводів, створюваних на задалегідь підготовлених територіях навколо великих університетів з розвинутою інфраструктурою (лабораторні корпуси, виробничі приміщення багатопільового призначення, інформаційно-обчислювальні центри колективного користування, системи транспортних та інших комунікацій, магазини, житлові приміщення). В основу створення технопарків покладено такі принципи: координація діяльності та співробітництва таких головних ланок, як наука, вища школа, держаний сектор виробництва, приватні компанії, місцеві та регіональні органи управління; підтримка малого та середнього наукомісткого бізнесу; концентрація і використання ризикового капіталу.

Поведений аналіз світового досвіду створення технопарків дозволяє виділити чинники, що сприяють їх подальшому формуванню:

- наявність у регіоні науково-дослідних закладів високого класу (університетів, технічних вузів, державних науково-дослідних інститутів, високотехнічних фірм, що мають потужний дослідний потенціал);
- наявність стабільного колективу кваліфікованих спеціалістів різних категорій;
- можливість придбання або найму в оренду на пільгових умовах земельної ділянки і виробничих потужностей;
- наявність зрілої технологічної інфраструктури та розвинутої індустрії ділових послуг;
- можливість технологічного обслуговування та ремонту дослідницької техніки, управлінського консультування;
- доступ до джерел ризикового капіталу.

Одним із найважливіших елементів функціонування технополісів і технопарків є трансфертна технологія. Мета її полягає в максимальному наближенні науки і виробництва, освоєнні ринку наукомісткої продукції. Вона пов'язана з „комерціалізацією” наукових досліджень, забезпеченням швидкого і ефективного впровадження їх результатів у практику, реальним впливом їх на підвищення попиту на продукцію, яка виробляється в технополісах і технопарках,

промисловими фірмами. Крім того, розвиток трансфертної технології дає можливість університетам, академічним та іншим дослідним інститутам продавати результати своєї діяльності і, тим самим, отримувати засоби для заохочення наукових працівників і свого подальшого розвитку, сприяє модернізації їх матеріально-технічної бази і підвищенню рівня наукових досліджень, дозволяє апробувати результати наукової діяльності, оперативно усувати недоліки, працювати у тісному контакті з практиками і тому точніше враховувати їх вимоги, а також краще орієнтуватися в кон'юнктурі ринку.

Основними напрямками розвитку трансферної технології є:

- проведення університетами і науково-дослідними інститутами на замовлення компаній досліджень, орієнтованих на створення нових зразків техніки та технологій;
- співробітництво університетів і науково-дослідних інститутів з інноваційними фірмами, що виявляється у спільній науковій діяльності та передачі компаніям перспективних ідей і розробок для реалізації;
- маркетингові консультації з нової продукції, нових технологій і виробничих процесів;
- підготовка за допомогою університетів та інших вищих технічних закладів висококваліфікованих працівників для конкретних наукомістких виробництв, організація курсів підвищення кваліфікації і семінарів для співробітників високотехнологічних фірм.

Механізми трансферу технологій виявляються на різних рівнях: внутрішньогалузевому, міжгалузевому, міжрегіональному, міждержавному в межах країн зі схожим політичним устроєм і економічним рівнем розвитку, міждержавному, стихійному (ринковому), коли перераховані механізми можна поєднувати.

Таким чином, в умовах фінансового і ресурсного дефіциту орієнтація на максимальне використання національного потенціалу та існуючої інфраструктури великих міських агломерацій повинна розглядатись як пріоритетний напрям державної політики щодо розміщення та розвитку нових інноваційних форм територіальної інтеграції науки і виробництва. Тому здійснення спрямованої політики створення технополісів і технопарків в Україні необхідно розглядати не як самоціль, а як засіб подолання кризових явищ у національній економіці та створення умов виходу країни на міжнародний ринок новітніх технологій.

СОЗДАНИЕ КЛАСТЕРОВ ПРЕДПРИЯТИЙ КАК ОРГАНИЗАЦИОННЫЙ СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ КАЧЕСТВА ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

*Магистр экономики, исследователь, руководитель Лаборатории социологических исследований **Бороненко Вера Фёдоровна** Даугавпилсский Университет Факультет социальных наук Институт социальных исследований Латвия, г.Даугавпилс, ул.Парадес, 1-422, LV-5401 Тел. +371 5422163, моб. +371 295380316 факс: +371 5428629.
e-mail: vera.boronenko@du.lv*

Постановка исследовательской проблемы. В связи со стремлением европейской экономики к мировому лидерству в аспекте экономической конкурентоспособности¹ актуальной хозяйственной проблемой является повышение качества технологических процессов в промышленности. Исследовательской проблемой, в свою очередь, является поиск путей повышения этого качества. Если задачей технических наук является поиск технических способов повышения качества технологических процессов в промышленности, то перед экономической наукой стоит задача поиска организационных, управленческих, экономических решений этой задачи, поскольку любое, даже самое оптимальное техническое решение может оказаться неэффективным по причине плохой организации процесса. Не случайно и в Украине первый опыт создания кластеров – ассоциация «Подилля Перший»² – был инициирован именно Технологическим Университетом г.Хмельницкого, что говорит об особой необходимости внедрения новых способов организации экономики именно с точки зрения повышения эффективности технологических процессов в промышленности.

Цель исследования. Целью данного исследования является попытка доказать эффективность создания и изучения кластеров предприятий для повышения качества технологических процессов в промышленности в условиях глобализирующейся экономики.

Источники информации. Отечественные и зарубежные научные публикации в области кластеризации экономики, официальная

¹ Несмотря на то, что достижение цели Лиссабонской стратегии – к 2010 году европейской экономике стать самой конкурентоспособной экономикой в мире – теперь уже очевидно невозможно, эта цель по-прежнему остается определяющей и направляющей развитие экономики стран Европы, а также стран, стремящихся стать членами Евросоюза.

² Соколенко С. Промышленная и территориальная кластеризация как средство реструктуризации. – Журн.: Безопасность Евразии, №1, 2002, с.435-460.

статистика Латвии, исследовательские сайты в Интернете, база данных латвийских предприятий фирмы Lursoft.

Методы исследования. Анализ научных публикаций, анализ статистики и эмпирических результатов исследований, поиск функциональных экономических связей между предприятиями с использованием графа обязательств – уникального продукта латвийской фирмы Lursoft.

Отстаиваемый тезис. Кластерная структура экономики является более эффективной организационной структурой, чем отраслевая, прежде всего потому, что технологические процессы в промышленности выходят за рамки отраслей и наиболее эффективно управляемы и, следовательно, доступны для государственной и иной поддержки именно в рамках кластеров.

Результаты исследования. Прежде всего, необходимо отметить, что экономическая и организационная суть понятия «кластер» подразумевает единую технологическую цепочку, вокруг которой собственно и организуется кластер. Можно утверждать, что на сегодняшний день уже не осталось ни одного европейского государства, которое бы не ставило развитие кластеров как приоритет государственной политики в области экономического развития. Прежде всего необходимо отметить наиболее успешный опыт Финляндии. По итогам ежегодно реализуемого World Economic Forum мирового рейтинга конкурентоспособности, Финляндия в течение нескольких последних лет занимает первое место³ в рейтинге перспективной конкурентоспособности (Growth Competitiveness Index) и первое место в рейтинге текущей конкурентоспособности (Business Competitiveness Index), опередив такие индустриально развитые страны как США, Япония, Великобритания. Кластерный подход к анализу структуры экономики стал особенно популярным в Финляндии после того, как был использован при разработке государственной промышленной политики в 1991-1993 годах. Дискуссии о развитии кластеров начались раньше и основывались на работе М.Портера «Конкурентные преимущества наций», которая впервые была опубликована в 1990 году. На основе теории Портера в Финляндии было инициировано фундаментальное исследование, окончательный отчет по которому был опубликован в 1995 году под

³ В последнем рейтинге Финляндия заняла второе место, уступив лидерство Швейцарии. – Country Rankings 2006-2007, Home page of World Economic Forum: <http://www.weforum.org/en/initiatives/gcp/Global%20Competitiveness%20Report/index.htm>

названием *Advantage Finland – The Future of Finnish Industries*⁴ (исследование проводил Институт Исследований Экономики Финляндии – ETLA).⁵ В этом исследовании проанализирована кластерная структура экономики Финляндии, описаны тенденции развития и оценены перспективы конкурентоспособности финских кластеров. Предварительные версии этого исследования, которые публиковались ранее на финском языке, были включены в учебные программы высших школ экономики, курсов повышения квалификации менеджеров и госчиновников, сделав кластерный подход к пониманию микро-и мезоэкономических процессов главным аналитическим инструментом чиновников и менеджеров всех уровней. Многие оценки и прогнозы, сделанные в этом исследовании, стали пророческими, и на сегодняшний день финская промышленная политика (в основе которой одновременно с созданием национальной инновационной системы лежит понимание сущности кластеров конкурентоспособных производств) достигла блестящих результатов. К сожалению, финский опыт, помогший финнам повысить качество технологических процессов в промышленности, не может быть полноценно использован в условиях посткоммунистических стран с переходной экономикой (к которым относятся также Латвия и Украина), и первоначальный оптимизм автора по этому поводу существенно снизился после посещения Финляндии. Причин того, что финский практический опыт с трудом может быть применим в наших условиях можно назвать несколько:

1) По оценкам World Economic Forum, Финляндия находится на инновационной стадии развития, в то время как Латвия – на стадии развития, где двигателем развития является производительность ресурсов, а Украина – лишь на той стадии, где двигателем экономического развития является экстенсивное использование факторов производства.⁶ В такой ситуации инновационные факторы (к которым относится также создание и развитие кластеров), имеющие для Финляндии 30%-ную детерминирующую значимость,⁷ для Латвии

⁴ Hernesniemi H., Lammi M., Yla-Anttila P. *Advantage Finland – The Future of Finnish Industries*. (ETLA [the Research Institute of the Finnish Economy] report of the Finnish clusters' study) – Helsinki, Taloustieto Oy, 1996, 248 страниц. У автора статьи имеется полный перевод этого исследования на русский язык.

⁵ Home page of the Research Institute of the Finnish Economy: www.etla.fi

⁶ Lopez-Claros A., Blanke J., Drzeniek M., Mia I., Zahidi S. *Policies and Institutions Underpinning Economic Growth: Results from the Competitiveness Indexes*. - Global Competitiveness Report 2005-2006. Editor Dr. Augusto Lopez-Claros, World Economic Forum, 2006, с.26.

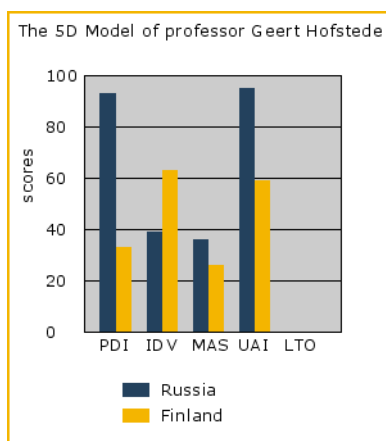
⁷ Там же, с.25.

и Украины имеют лишь 10%-ную значимость, а более определяющими здесь пока что являются инвестиции, которые Финляндия активно реализовывала около 40 лет,⁸ прежде чем выйти на качественно иной уровень развития.

2) Финляндия имеет опыт кооперации на местном политическом уровне – уровне самоуправлений,⁹ что является политической основой для кластеризации экономики регионов. К сожалению, ни в Латвии, ни в Украине серьёзного и долгосрочного опыта политической кооперации самоуправлений нет.

3) Социетальная культура Финляндии¹⁰ (как и других экономически развитых стран) заметно отличается от культуры посткоммунистических стран, в которой нет исторического опыта кооперации.

Рисунок 1¹¹



⁸ Hernesniemi H., Lammi M., Yla-Anttila P. Advantage Finland – The Future of Finnish Industries. (ETLA [the Research Institute of the Finnish Economy] report of the Finnish clusters' study) – Helsinki, Taloustieto Oy, 1996.

⁹ Vanags E., Vilka I. Pašvaldību darbība un attīstība. (The Activity and Development of Municipalities) – Rīga: LU Akadēmiskais apgāds, Latvijas Pašvaldību savienība, 2005 (in Latvian).

¹⁰ Фундаментальные исследования по социетальной культуре разных стран проводит профессор Geert Hofstede. Существует база данных по культуре 68 стран (http://www.geert-hofstede.com/hofstede_dimensions.php). К сожалению, ни Латвии, ни Украины в этой базе пока нет, но есть Россия, социетальная культура которой очень близка и Латвии, и Украине, поэтому пока в исследовательских целях представляется целесообразным ориентироваться именно на Россию.

¹¹ База данных по социетальной культуре 68 стран - http://www.geert-hofstede.com/hofstede_dimensions.php

Для того, чтобы изучать и проследить создание и развитие кластеров в странах с переходной экономикой (в т.ч. в Латвии и в Украине), необходимо иметь чёткий алгоритм идентификации кластеров, который можно позаимствовать у финских исследователей: 1) необходимо найти наиболее успешный экспортный продукт страны; 2) необходимо найти наиболее крупного производителя этого продукта; 3) необходимо найти функциональные экономические связи этого лидирующего производителя¹⁴ – эта сеть и будет реально действующим экономическим кластером.

Из 24 основных участников лесного кластера Латвии, идентифицированного на основе взаимоотношений собственности его лидера – предприятия „LATVIJAS FINIERIS” – только около половины (13) имеют статус коммерческого предприятия – общества с ограниченной ответственностью или акционерного общества. Остальные 11 участников имеют статус общественных организаций, обществ и ассоциаций, и их деятельность направлена на обучение и управление персоналом, решение проблем качества и сертификации продукции, решение проблем производителей продукции лесной отрасли Латвии, а также иностранных инвесторов. Что касается территориальной или региональной принадлежности участников кластера, то можно констатировать, что большая половина из них (16) зарегистрирована в Риге, 3 – в Рижском районе и только 5 – в Латгальском регионе, который по-видимому является основной сырьевой базой для латвийского лесного кластера.

Вывод. Создание и развитие кластеров предприятий несомненно положительно влияет на качество технологических процессов в промышленности, но для этого необходимы определённые условия, поскольку создание кластеров – процесс объективный и не может быть санкционирован искусственно без наличия соответствующей экономической, политической и даже культурной базы.

¹⁴ К сожалению, финские исследователи не объясняют чётко, каким образом на практике находить эти функциональные связи. Решение этой проблемы предлагает профессор Колумбийского университета (США) Д.Старк (Старк Д. Гетерархия: неоднозначность активов и организация разнообразия в постсоциалистических странах. – В кн.: Экономическая социология. Новые подходы к институциональному и сетевому анализу. М.: РОССПЭН, 2002, с. 47-95), предложив идентифицировать функциональные экономические связи предприятий на основе отношений собственности между участниками сети.

ПРО МАТЕМАТИЧНУ МОДЕЛЬ ПОТОКУ РІДИНИ В АФІННОМУ ПРОСТОРІ A_4 .

*Кравчук Ольга Аркадіївна
Хмельницький національний університет*

Загально відомо, що потік рідини в евклідовому просторі моделюється за допомогою диференціального рівняння виду $P(x, y, z)dx + Q(x, y, z)dy + R(x, y, z)dz = 0$, яке називається рівнянням Пфаффа.

Інтегральні криві цього рівняння, які проходять через фіксовану точку (x_0, y_0, z_0) простору дотикаються до деякої площини та задають модель потоку рідини в цьому просторі. Дослідженням такої моделі займалась значна кількість вчених. Серед них: Ю.А.Амінов [1], Д.М.Сінцов [2], С.С.Бюшгес [3].

З цією площиною тісно пов'язане векторне поле, ортогональне до неї.

Складнішою є задача знаходження інваріантно пов'язаної з векторним полем площини, а отже і потоку рідини в афінному просторі. У випадку тривимірного афінного простору це питання досліджував В.В.Слухаєв.[4].

Наше повідомлення присвячене побудові математичної моделі потоку рідини в афінному просторі A_4 .

Розглянемо чотирирівмірний афінний простір A_4 , віднесений до рухомого репера.

$$\vec{A} = \omega^i \vec{e}_i \quad i, j = 1, 2, 3, 4 \quad d\vec{e}_i = \omega_i^j \vec{e}_j \quad (1)$$

Припустимо, що кожній точці простору A_4 відповідає деякий вектор. Тоді кажуть, що в просторі задано векторне поле. Припустимо, що вектор \vec{e}_4 співпадає з вектором векторного поля. Це дозволяє записати наступну систему диференціальних рівнянь:

$$\omega_4^i = \Lambda_{4j}^i \omega^j \quad (2)$$

Продовжуючи цю систему, отримаємо:

$$d\Lambda_{4j}^i = \Lambda_{4\gamma}^i \omega_\gamma^j - \Lambda_{4j}^\gamma \omega_\gamma^j + \Lambda_{4j\gamma}^\gamma \omega^\gamma \quad (3)$$

Очевидно, що умови інваріантності прямої, яка проходить через точку A з напрямним вектором

$$\vec{R} = X^1 \vec{e}_1 + X^2 \vec{e}_2 + X^3 \vec{e}_4 + X^4 \vec{e}_4$$

мають вигляд $dX^i + X_j^i \omega_j^i = X_j^i \omega^j \quad i, j = 1, 2, 3, 4$

(4)

Виділимо серію інваріантних прямих, пов'язаних з векторним полем:

1. Розглянемо вектор $\vec{\tau}$ виду:

$$\vec{\tau} = \Lambda_{44}^1 \vec{e}_1 + \Lambda_{44}^2 \vec{e}_2 + \Lambda_{44}^3 \vec{e}_3 + \Lambda_{44}^4 \vec{e}_4 \quad (5)$$

Цей вектор характеризується тим, що він паралельний вектору $d\vec{e}_4$ при зміщенні його вздовж лінії потоку $\omega^1 = \omega^2 = \omega^3 = 0$

Очевидно, що координати цього вектора задовільняють систему диференціальних рівнянь (4).

Це означає, що пряма, яка проходить через точку A, паралельно вектору $\vec{\tau}$, буде інваріантною прямою.

Означення. Лінія, яка в кожній своїй точці дотикається вектора $\vec{\tau}$, називається трансмісійною лінією, а пряма, що визначається цим вектором, називається трансмісійною прямою.

2. Знайдемо лінії, такі, що вздовж них $d\vec{e}_4 \parallel \vec{e}_4$. В цьому випадку виконується така система диференціальних рівнянь: $\omega_4^1 + \omega_4^2 + \omega_4^3 = 0$ або розширено:

$$\begin{aligned} \Lambda_{41}^1 \omega^1 + \Lambda_{42}^1 \omega^2 + \Lambda_{43}^1 \omega^3 + \Lambda_{44}^1 \omega^4 &= 0 \\ \Lambda_{41}^2 \omega^1 + \Lambda_{42}^2 \omega^2 + \Lambda_{43}^2 \omega^3 + \Lambda_{44}^2 \omega^4 &= 0 \\ \Lambda_{41}^3 \omega^1 + \Lambda_{42}^3 \omega^2 + \Lambda_{43}^3 \omega^3 + \Lambda_{44}^3 \omega^4 &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

Означення. Лінії, для яких виконується система диференціальних рівняння (6) називаються еквідирекційними.

Рівняння цих ліній згідно(6) мають вигляд:

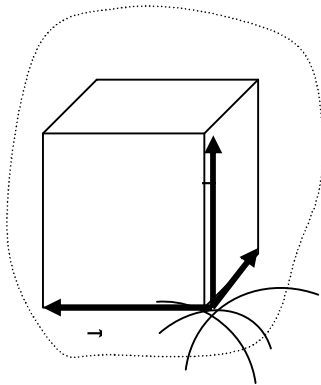
$$\omega^1 : \omega^2 : \omega^3 : \omega^4 = - \begin{vmatrix} \Lambda_{44}^1 & \Lambda_{42}^1 & \Lambda_{43}^1 \\ \Lambda_{44}^2 & \Lambda_{42}^2 & \Lambda_{43}^2 \\ \Lambda_{44}^3 & \Lambda_{42}^3 & \Lambda_{43}^3 \end{vmatrix} : - \begin{vmatrix} \Lambda_{41}^1 & \Lambda_{44}^1 & \Lambda_{43}^1 \\ \Lambda_{41}^2 & \Lambda_{44}^2 & \Lambda_{43}^2 \\ \Lambda_{41}^3 & \Lambda_{44}^3 & \Lambda_{43}^3 \end{vmatrix} : - \begin{vmatrix} \Lambda_{41}^1 & \Lambda_{42}^1 & \Lambda_{44}^1 \\ \Lambda_{41}^2 & \Lambda_{42}^2 & \Lambda_{44}^2 \\ \Lambda_{41}^3 & \Lambda_{42}^3 & \Lambda_{44}^3 \end{vmatrix} : \begin{vmatrix} \Lambda_{41}^1 & \Lambda_{42}^1 & \Lambda_{43}^1 \\ \Lambda_{41}^2 & \Lambda_{42}^2 & \Lambda_{43}^2 \\ \Lambda_{41}^3 & \Lambda_{42}^3 & \Lambda_{43}^3 \end{vmatrix}$$

Означення. Пряма, яка в кожній своїй точці дотикається еквідирекційної лінії називається еквідирекційною прямою.

Напрячний вектор цієї прямої позначимо через \vec{s} .

Отже, з векторним полем в просторі A_4 інваріантним чином пов'язано тривимірну площину (гіперплощину), що визначається векторами $\vec{e}_4, \vec{\tau}, \vec{s}$.

Лінії, які проходять через одну і ту ж точку простору і дотикаються цієї гіперплощини, задають модель потоку рідини в просторі A_4 . Разом з цією гіперплощиною можна розглядати також двовимірні площини, які визначаються векторами



$(\vec{e}_4, \vec{\tau}), (\vec{e}_4, \vec{s}), (\vec{\tau}, \vec{s})$ відповідно. Лінії, які дотикаються цих площин і проходять через фіксовану точку також задають деякі двовимірні моделі потоків рідини.

Таким чином можна говорити про деякі розшарування потоку рідини на двовимірні потоки в просторі A_4 (див. малюнок).

Література

1. Амінов Ю.А. Геометрия векторного поля // М.6 Наука, 1990.- 208 с.
2. Синцов Д.М. Работы по неголономной геометрии.- Київ:Вища школа, 1972.
3. Бюшгес С.С. Геометрия векторного поля // Изв.АН СССР / Серия математика., 1948. Е. 10, №1.
4. Слухаев В.В. Эквивариантно-инвариантные неголономные поверхности потока жидкости // Труды Томского университета. Томск, 1967. – Т.191, - с.74-80.

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ АВТОМАТИЧНОГО БАЛАНСУВАННЯ РОТОРІВ З ГОРИЗОНТАЛЬНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ

Ройzman В.П.¹, Ткачук В.П.¹, Драч І.В.¹, Барздайтис В.².

¹.Хмельницький національний університет м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, тел.(0382)728743, E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua

².Каунасський технологічний університет, Кестучіо 27, LT-44029, Каунас, Литва[†]. Тел. 370 37 323884, факс 370 37 323769, E-mail: vytautas.barzdaitis@ktu.lt.

На II Міжнародній конференції «Динаміка роторних систем» у 1998 році була зроблена доповідь, в якій розглянуто результати експериментальних досліджень процесу автоматичного балансування роторів з вертикальною віссю обертання. В цій доповіді [1] також було

показано, що існує протиріччя між існуючими теоретичними твердженнями і сучасною практикою балансування пасивними автобалансуючими пристроями (АБП) з рідкими робочими тілами. Це протиріччя полягає в тому, що за результатами існуючих теоретичних досліджень робота рідинних АБП обмежена тільки зарезонансною зоною обертання ротора (що стримує широке застосування пасивних АБП), в той час як сучасні експериментальні дослідження, зокрема які проводяться на кафедрі прикладної механіки Хмельницького національного університету доводять, що АБП з рідкими робочими тілами можуть балансувати ротор з вертикальною віссю обертання і на зарезонансних, дорезонансних діапазонах частот обертання і на самому резонансі (результати досліджень докладно описані в статтях [2, 3]).

Метод автоматичного балансування за допомогою пристроїв з вільним переміщенням коригувальних мас є найбільш надійним, перспективним, а часто і єдиноможливим методом зниження вібрацій машин із змінним дисбалансом ротора і при балансуванні роторів машин без зупинки в експлуатаційних умовах. До таких машин належать сепаратори та центрифуги, які використовуються в різних галузях народного господарства (харчовій, хімічній, цукровій, гірничій і т.д.), медицині, побуті. Велика кількість таких машин в силу особливостей виконання технологічних функцій мають горизонтальну вісь обертання ротора.

Практика застосування рідинних АБП для роторів з горизонтальною віссю обертання показала, що АБП з рідиною не погіршують вібростан ротора на до резонансній частоті обертання і на самому резонансі при вибігу, та знижують не менше ніж у 2 рази вібрації на всьому діапазоні частот обертання при зупинці. Яскравим і наочним доведенням цього факту будуть подані в статті відеокадри, одержані за допомогою метода швидкісної відеозйомки, який подано в [4]. Слід зазначити, що рідинні АБП для ротора з горизонтальною віссю обертання є найбільш невивченими теоретично і експериментально. Аналіз літературних джерел показує, що результати досліджень для вертикального ротора переносяться на модель для горизонтального ротора без врахування дії сили ваги системи ротор-робоча рідина, гідродинамічних властивостей рідини і особливостей руху ротора з горизонтальною віссю обертання.

Метою даної статті є висвітлення результатів експериментальних досліджень процесу автоматичного балансування роторів з горизонтальною віссю обертання.

Для дослідження поведінки робочих тіл в АБП була розроблена експериментальна установка на базі прально-віджимної машини “В’ятка автомат”, яка є жорстким консольним горизонтальним ротором у вигляді пустотілого циліндра, виготовленого із нержавіючої сталі з дном на одному кінці, що забезпечує необхідну жорсткість як самого ротора, так і АБП, встановленого на його вільному кінці.

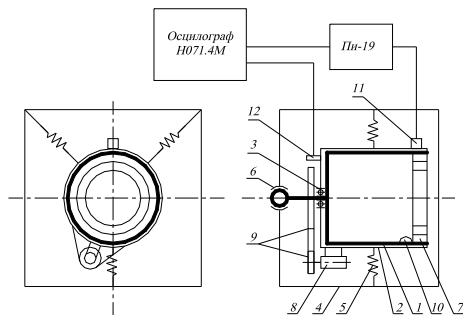


Рис. 1. Схема експериментальної установки та блоку вимірювальної апаратури:

1 – ротор; 2 – барабан; 3 – підшипник кочення; 4 – корпус; 5 – пружні елементи; 6 – підшипник кочення; 7 – автовалансир; 8 – двигун; 9 – клинопасова передача; 10 – дисбаланс. 11 – акселерометр; 12 – відмітчик обертів

Машина має наступну конструкцію, представлену на рис. 1. Ротор 1 через підшипники кочення 3 зв’язаний з жорстким баком 2, який в свою чергу через пружні елементи 5 зв’язаний з корпусом пральної машини 4. З метою зменшення степеней вільності ротора він додатково зв’язаний із корпусом установки за допомогою підшипника кочення 6 який дозволяє виконувати прецесійні коливання. Дана коливальна система має 3 степені вільності (власна частота коливальної системи становить 8 гц). На вільному кінці ротора закріплен АПБ 7, який торцем кріпиться до ротора. Привід ротора здійснюється синхронним електродвигуном 8 з потужністю на валові 180 Вт через понижуючу клинопасову передачу 9. Двигун живиться змінним струмом, напруга якого може змінюватися в широкому діапазоні за допомогою автотрансформатора із системою керування. Завдяки цьому установка дозволяє задавати обертання ротору з різними частотами, що лежать у діапазоні 0-18 Гц (0-1080 об/хв), задавати різні кутові прискорення при розгоні ротора, зупинятися в докритичній, критичній і закритичній зонах обертання ротора на заданий час з метою детальних досліджень роботи АБП. Розбалансування ротора виконувалось за допомогою вантажу 10, який закріплювався за допомогою пластиліну із внутрішньої сторони вільного краю барабана якомога ближче до АБП. Коливання ротора вимірювались за допомогою п'єзодатчиків (акселерометрів) 11 сигнал від яких подавався на підсилювач і інтегратор сигналу Пи-19.

Підсилений сигнал записувався на осцилографічну плівку. З метою спрощення розшифровки записів вібрацій у вимірвальну схему був введений датчик – відмітчик місця 12 виконаний на базі геркона. Робота датчика відмітчика місця базується на властивості геркона замикати електричне коло при проходженні крізь магнітне поле.

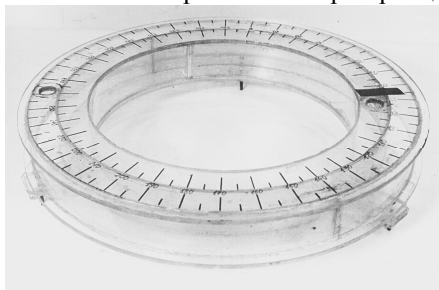


Рис. 2. АБП

АБП виготовлений із оптично прозорого скла (акрил прозорий), який дозволяє візуально і з допомогою сучасних способів відеозйомки прослідкувати роботу АБП на всіх режимах обертання ротора. Він представляє собою кільце із зовнішнім діаметром $\varnothing 400$ мм, внутрішнім діаметром $\varnothing 300$ мм і перегородкою діаметром $\varnothing 350$ мм, які утворюють дві концентричні камери для розміщення в них робочих тіл. Загальний вигляд макета АБП зображений на рис. 2.

Камери герметично ізолювані одна від одної, що дозволяє одночасно використовувати в АБП як тверді так і сипучі робочі тіла.

В якості робочого тіла використовувалась вода.

Положення неврівноваженої маси (дисбалансу) фіксувалось на цій шкалі за допомогою тонкої кольорової смужки розміром 10×20 мм із липким шаром на одній із її поверхонь.

Для визначення під час експериментів місця розміщення робочих тіл в АБП його дно виконано матовим. На торцевій поверхні АБП під кутом 120° виконані фіксатори для закріплення макета на роторі. Макет АБП має внутрішній отвір, достатній для вільного доступу до внутрішньої порожнини ротора, що дозволяє без демонтажу АБП змінювати дисбаланс ротора як за місцем розміщення, так і за величиною шляхом кріплення до внутрішньої стінки заданого вантажу, який під час досліджень додатково утримується відцентровими силами.

Дослідження роботи АБП Виконувалось наступним чином:

1. виконали добалансування системи ротор-АБП методом обходу вантажем [3];
2. розбалансували ротор установки шляхом закріплення, із внутрішньої сторони барабана (ротора), за допомогою пластиліну, вантажу масою 100 гр. та помітили його положення на АБП за

допомогою кольорової смужки; ввімкнули установку та записали на осцилографічну плівку графік вібропереміщення при русі установки на прохід;

- залили у зовнішню камеру АБП 100 гр. води і, не змінюючи місця положення та маси дисбалансу, ввімкнули установку та записали на осцилографічну плівку графік вібропереміщення при русі установки на прохід.

За результатами обробки осцилографічних плівок були побудовані АЧХ коливань бака для вибігу і зупинки рис. 3.

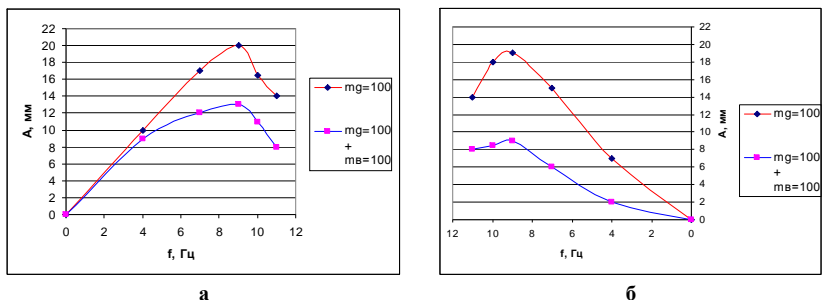


Рис. 3. АЧХ переднього краю бака при дисбалансі 2000 г·см:

- при виході на робочі оберти: $m_{г}=100$ – розбалансований ротор (встановлено дисбаланс масою 100 г на відстані 20 см від осі ротора); $m_{г}=100+m_{в}=100$ – розбалансований ротор, зовнішня камера АБП частково замовнена водою масою 100 г;
- при зупинці



Рис. 4. Фото фрагментів осцилографічної плівки – запису вібропереміщення переднього краю бака установки при обертанні ротора із кутовою швидкістю $\omega=660$ об/хв. ($f=11$ Гц):

- розбалансований ротор (встановлено дисбаланс масою 100 гр. на відстані 20 см. від осі ротора); б)- розбалансований ротор, зовнішня камера АБП частково замовнена рідиною – маса рідини 100 г

Фото осцилографічної плівки, що відображає графік вібропереміщення переднього краю бака при обертанні ротора із робочою кутовою швидкістю $\omega=660$ об/хв., зображено на рис. 4.

Усі результати підтверджуються швидкісною відеозйомкою, яка відображає положення рідини навпроти дисбалансу в дорезонансній, зарезонансній зоні обертів так і на самому резонансі рис. 5.

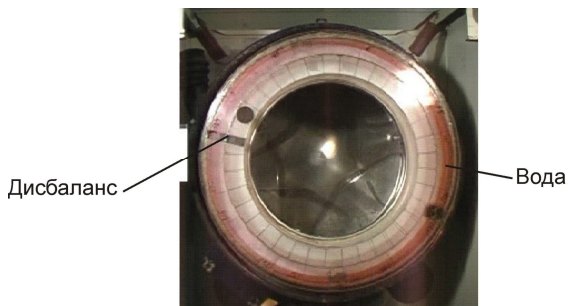


Рис. 5. Фрагмент швидкісної відеозйомки положення води відносно дисбалансу

Проаналізувавши результати досліджень можна зробити висновки:

– застосування пасивних рідинних АБП дозволяє суттєво знизити, не менше ніж в 2 рази, віброактивність роторів з горизонтальною віссю на всьому діапазоні частот обертання при вибігу, а також зменшити в 1,5 рази вібростан ротора при запуску і виходу на робочі оберти.

– ефективність балансування зростає при наближенні кутової швидкості до резонансної, при однаковій швидкості проходження через резонанс.

Література

1. Ройзман В.П., Малигін О.В., Чоловський Р.Г., Борко І.В. Експериментальні дослідження роботи автовбалансира // Сборник трудов II междунар. конференции «Динамика роторных систем». – г. Каменец-Подольский. – 1998. – С.91-96.
2. Драч І.В., Ткачук В.П., Бубуліс А. Вплив властивостей рідин на ефективність автовбалансування ротора // Вісник Хмельницького національного університету. – 2006. - № 1. – С. 48-52.
3. Драч І.В. Теоретичні та експериментальні дослідження процесу балансування роторів з вертикальною віссю обертання рідкими робочими тілами // Вісник Тернопільського державного технічного університету. – 2005. - № 4. – С.101-110.
4. Чоловський Р.Г. Вібрації та автоматичне балансування машин з вертикальною віссю обертання і змінним дисбалансом ротора: Автореф. Дис. ... канд.техн.наук 05.02.02 / Технологічний ун-т Поділля. –Хмельницький, 1999. – 19 с.

ROTOR'S FLEXIBLE COUPLING FAILURE DIAGNOSTICS

R. Didziokas*, V. Barzdaitis**, M. Bogdevičius***, P. Mazeika****

*Klaipeda University, Mechatronics Science Institute, Bijunu 17, Klaipeda, LT-91225, Lithuania, E-mail: rididz@lrs.lt

**Kaunas University of Technology, Mechanical Engineering Department, A. Mickeviaus 37, LT-44244 Kaunas, Lithuania, E-mail: vytautas.barzdaitis@ktu.lt

***Vilnius Gediminas Technical University, Transport Technological Equipment Department, Plytines 27, Vilnius LT-10105, Lithuania, E-mail: marius@ti.vtu.lt

****Klaipeda University, Mechatronics Science Institute, Bijunu 17, Klaipeda, LT-91225, Lithuania, E-mail: pranasmazeika@centras.lt

Abstract

Theoretical and experimental research of dynamics of rotating system with flexible coupling and causality of elements failures was provided in this article. Modeling of flexible rotating system with nonlinear elements was design using FEM. Simulation results of dynamics model were accented in the vibration displacement valuse. Experimental testing is based on rotating system bearings housings absolute vibration measurements and shafts relative vibration displacements. Research results implemented in sophisticated coupling model design

KEY WORDS: *rotating system, flexible coupling, failures, dynamics, modeling, vibration*

1. Description of the Problem

To transmit rotary motion between shafts in the complex rotating systems flexible couplings are used. In rotary systems characterized by large mass and geometric dimensions the couplings compensate large temperature deformations of the rotors of steam turbines which inevitably become decisive in steady state and transient modes run. The design of flexible coupling with plate's packets presented in Fig. 1.



Fig. 1 Driven side view of flexible coupling with heavy damaged plates

Theoretical and experimental investigation involved a coupling made of two toothed semi-couplings, each consisting of 80 teeth which are coupled by steel plates comprising the packets. Each packet consists of three plates: two of them 7x45x300 mm each and one 2x45x300 mm. The plates are made of carbon alloy spring steel 65G. In investigated case the coupling was functioning in mist lubrication.

When the rotating system is running at the 3000 rpm contact stress is growing in the contact areas of the material of the plates and working surfaces of teeth in the each semi-couplings and the displacement of plates vibration causes the erosion of working surfaces under such extreme loading conditions.

The objective of this work is to design methodology and implement failure preventive methods of the limited dynamic stiffness of rotating system through simulation of dynamics of the elements in flexible toothed wheel couplings of high power rotating systems and experimental testing in situ.

As the direct measurement of vibration displacements parameters of the plates and the couplings is impossible due to the design specificity of turbine rotating system, the dynamics of semi-couplings and plates theoretically was analyzed by applying FEM [1, 2, 6]. The results of theoretical simulations were compared with experimental measurements data. Experimental investigations were made by using computerized measurement system which is based on the measurements of displacements of the rotors shafts vibration relative to the bearings Babbitt [3].

2. Rotating System Model

The physical model assesses the dynamics of two rotors connected by the coupling and the dynamics of four hydrodynamic bearings [1, 2]. This model enabled to determine the motion of semi-couplings and plates. The investigations results were aimed to form the requirements of the coupling design into more reliable unit.

The rotors and bearings system is considered in the global coordinate system XYZ as shown in (Fig 2). The semi-couplings are considered as rigid bodies attached to the rotors. Mass centers C_1 and C_2 of the each semi-couplings are inputs the moving coordinate systems $X_1Y_1Z_1$ and $X_2Y_2Z_2$, respectively. In the each semi-coupling there are notches in which inserted plate's packets. In the each notch of HPR and MLPR semi coupling is input coordinate system $X_{1k}Y_{1k}Z_{1k}$ and $X_{2k}Y_{2k}Z_{2k}$, respectively where $k = 1, 2, \dots, NZ$.

The scheme of plate's packets in the model is presented in Fig.3. The each plate is divided into beam finite elements: the material of the element is homogeneous, with density ρ , Young modulus E and shear modulus G ; the cross section is rectangle; the theory of Bernoulli-Euler clam is applied. The number of DOF at a nodal point is six. Each plate in the package can contact between semi-couplings (are contacts surfaces S_i , ($i = 1, 2, 3, 4$))

and among themselves. Normal contact force between plate point and surface is given by

$$F_n = K\Delta^n \left(1 + 0.75(1 - e^2) \frac{\dot{\Delta}}{\dot{\Delta}_0} \right), \quad (1)$$

where Δ -penetration; e -restitution coefficient; $\dot{\Delta}_0 \leq 10^{-5} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$; K -stiffness in the contact.

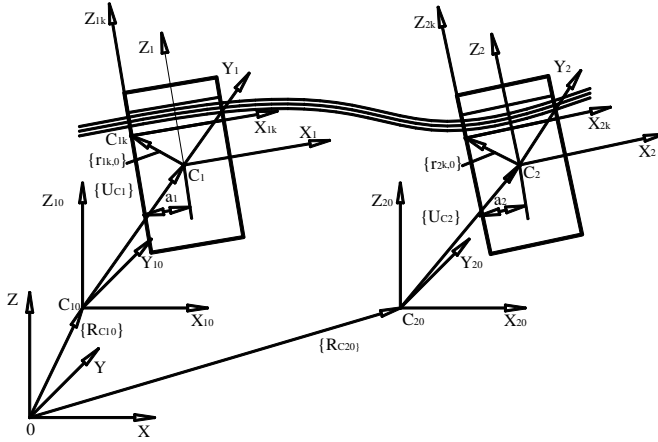


Fig.2 The flexible coupling with plates model coordinate system

Vector of normal contact force is equal $\{F_n\} = F_n \{n\}$,

where $\{n\}$ is normal to the surface unit vector, $\{n\} = \frac{\{R_{pc}\}}{|\{R_{pc}\}|}$. Vector

$\{R_{pc}\}$ is vector between the point P of plate and contact point C that lies on the contacting surface on tooth.

Vector of friction force on the contacting surface is equal

$$\{F_{frict}\} = -F_n f \begin{Bmatrix} \text{sign}(V_{cx}) \\ \text{sign}(V_{cy}) \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

where V_{cx} , V_{cy} are difference of velocities of plate point P and contacting point C.

The equations of motion of the plate in the $X_{1k}Y_{1k}Z_{1k}$ can be presented by system of the equations

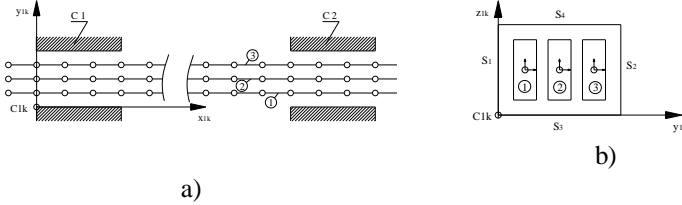


Fig. 3. The plates packet: a – plates are in the $X_{1k}Y_{1k}$ plane $X_{1k}Y_{1k}$ coordinate system; b - plates are in the $Y_{1k}Z_{1k}$ plane, where S_i , ($i = 1,2,3,4$) are contact surfaces

$$[M_{pl,k}] \{\ddot{q}_{pl,k}\} + [C_{pl,k}] \{\dot{q}_{pl,k}\} + [K_{pl,k}] \{q_{pl,k}\} = \{F_{pl,k}(q_{pl,k}, q, \dot{q}, \ddot{q})\} \quad (3)$$

where $[M_{pl,k}]$, $[C_{pl,k}]$ and $[K_{pl,k}]$ are mass, damping and stiffness matrices of the plate k, respectively. $\{F_{pl,k}(q_{pl,k}, q, \dot{q}, \ddot{q})\}$ is the general load vector of plate.

3. Simulation Results of Flexible Coupling Dynamics

The dynamic equilibrium equation for the whole rotating system structure is written as follows:

$$[M(q)]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{P(t)\} + \{F(t, q, \dot{q})\}, \quad (4)$$

when $[M(q)]$, $[C]$ and $[K]$ are mass, damping and stiffness matrices; $\{P(t)\}$ is an externally applied load vector; $\{F(t, q, \dot{q})\}$ is a non-linear force vector, $\{q\}$, $\{\dot{q}\}$ and $\{\ddot{q}\}$ are displacement, velocity and acceleration vectors of the finite element assemblage. In an implicit time integration scheme, equilibrium of the system (4) is considered at time $t + \Delta t$ [6 - 8]. To obtain the solution at time $t + \Delta t$ in the non-linear analysis iteration shall be performed. Using the Newton-Raphson iteration, the main equilibrium equations turned out to be as follows:

$$[M]_{t+\Delta t, i-1} \{\ddot{q}\}_{t+\Delta t, i} + [C]_{t+\Delta t, i-1} \{\dot{q}\}_{t+\Delta t, i} + ([K]_{t+\Delta t, i-1} - [J]_{t+\Delta t, i-1}) \{\Delta q\}_i = \{P\}_{t+\Delta t} + \{F\}_{t+\Delta t, i-1}, \quad (5)$$

$$\{\mathbf{q}\}_{t+\Delta t,i} = \{\mathbf{q}\}_{t+\Delta t,i-1} + \{\Delta \mathbf{q}\}_i, \text{ here } [\mathbf{J}]_{t+\Delta t,i-1} \text{ is Jacobs}$$

$$\text{matrix, } [\mathbf{J}]_{t+\Delta t,i-1} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \{F\}}{\partial \{\mathbf{q}\}^T} \end{bmatrix}.$$

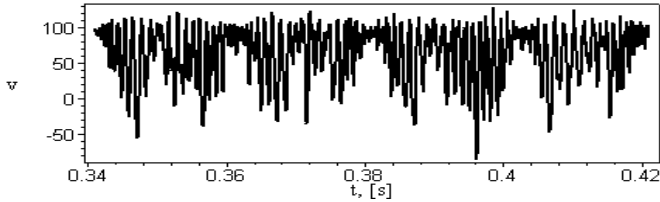


Fig.4. Vibration displacements plot versus time v ($x10^{-6} m$) of first plate packet in the $X_{1k}Y_{1k}Z_{1k}$ coordinate system

The New mark-Beta time integration scheme is used. In an implicit unconditionally stable time integration scheme Δt should be small enough to calculate the response accurately in all modes, which significantly contributes to the total structural response. Δt step of 10^{-5} s was selected to be used in the integration process.

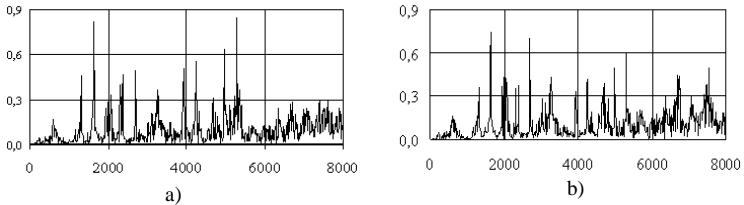


Fig. 5. The absolute horizontal vibration accelerations (m/s^2) spectrum of HPR (a) and MLPR (b) semi-couplings at 40 MW load

The journal bearings stiffness coefficients $k_{yy} = 100.0 \times 10^6 \text{ N/m}$, $k_{yz} = 50.0 \times 10^6 \text{ N/m}$, $k_{zy} = -20.0 \times 10^6 \text{ N/m}$, $k_{zz} = 300.0 \times 10^6 \text{ N/m}$, damping

coefficient $c_{yy} = c_{zz} = 50.0 \times 10^3 \text{ Ns/m}$, $c_{yy} = c_{zz} = 0$. Each rotor is divided into 22 finite elements. The nominal gap between the plate's packet and semi coupling tooth is $\delta = 90 \times 10^{-6} \text{ m}$. The coefficients of stiffness and damping of plate's packet are $k_y = 7.47 \times 10^9 \text{ N/m}$, $k_z = 1.050 \times 10^9 \text{ N/m}$, $c_y = 5.0 \times 10^3 \text{ Ns/m}$; friction coefficient between the plate end tooth is $f = 0.10$. Journal diameter is 0.300 m .

The vibration displacements of first plate's packet during full four rotations in the $X_{1k}Y_{1k}Z_{1k}$ coordinate system at 40 MW power load is shown in the Fig. 4. The simulation results stated that the contact between plate packet and semi coupling tooth is not constant and vibration displacement peak-to-peak values $S_{(p-p)}$ reaches more than $170 \mu\text{m}$, Fig. 4. The plate's vibration in the contact area is variable that causes changes of oil pressure. Such operating condition of plate packet is caused by a relative motion of mated contact surfaces and results in contact failures and caused fretting corrosion effect. The simulation results showed the existence wide range frequencies including high frequency vibration acceleration in coupling and plates that is caused by mashing of plates in the teeth, Fig.5.

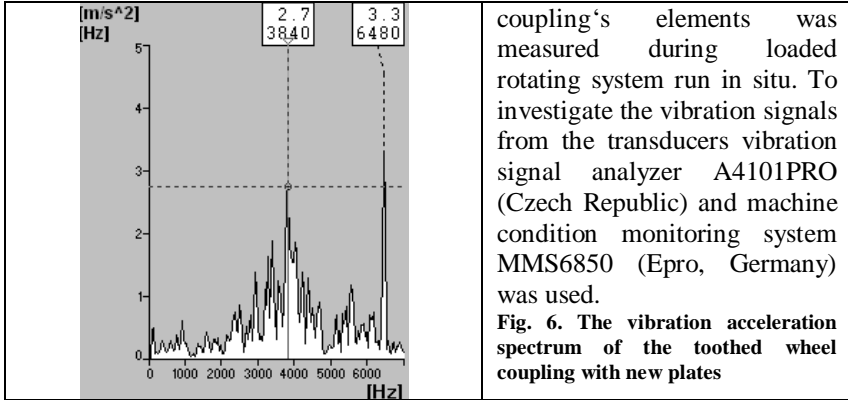
4. Experimental Measurements Results of Rotating System

To approve theoretical modeling and simulation results - vibration displacement values of plates the values of contact forces, the acceleration of absolute vibrations generated by the

Basically the measurement results approved simulation data and supported design model for theoretical simulations. The high frequency vibration acceleration can be used as main parameter for evaluation of the technical condition of rotating system in general and especially of the technical condition of flexible coupling, Fig.6 [3].

5. Coupling Plate's Material

To determine the reasons of the plate's failures the structure of plate's material and the change of mechanical characteristics was investigated at the breaking point, by using traditional methods. The metallographic methods (LOM polished cross-section), X-ray diffraction analysis as well as methods for micro and macro hardness determination were used Rockwell (HRC) technique [4, 5].



coupling's elements was measured during loaded rotating system run in situ. To investigate the vibration signals from the transducers vibration signal analyzer A4101PRO (Czech Republic) and machine condition monitoring system MMS6850 (Epro, Germany) was used.

Fig. 6. The vibration acceleration spectrum of the toothed wheel coupling with new plates

After applying optical metallography method (LOM polished cross-section) it was concluded that the material structure at the breaking area changed and became heterogeneous. Micrograph of the layer cross section and corresponding schematic view of the layer was studied. On the surface of the plate (from the side where it contacts the surface of semi-coupling's tooth) a layer of relatively hard and brittle structure (structureless martensite) was detected. The layer thickness from 1 to 16 μm , its hardness reaches (62 – 68) HRC. Further (at the same direction) a layer of tempered martensite was detected. Its thickness is about 20 μm and hardness – (56 – 60) HRC. Deeper on the material structure remain martensitic (HRC = 54 – 56).

By applying X-ray diffraction analysis it was determined that the qualitative composition of chemical elements in the three analyzed structural layers has remained unchanged. In all the analyzed cases no indications of other chemical elements to be named as impurities was found except for the main chemical elements (Fe, Mn, Si) which are included in plates steel 65 Γ (GOST 14959 - 79).

That is why the main reason for the plates' fragmentation is significant changes in the structure of steel plates material resulting in modified mechanical characteristics of material and possibly in increased local inner stress at the breaking area locations.

6. Conclusions

The condition monitoring and failure diagnostics is decisive technique despite the inconstancies in bearings and shafts vibration measurements results.

Steam turbines rotors coupled with flexible coupling provide low and high frequency vibration. The driving rotor 2nd bearing's housing high frequency vibration acceleration (up to 4000 Hz) has valuable information about technical condition of the flexible coupling.

The modeling and simulation rotating system with flexible coupling by FEM determines the vibration displacements of coupling elements.

The structure of plates material at the breaking area has considerably changed: martensite structure has changed into structureless martensite. The layer of the changed structure reaches 16 μm and hardness – (62 – 68) HRC. The changes of the structure of plate's material cause local internal stresses which is the reason of the plates failure.

References

Nelson H.D. A rotating shaft finite element using Timoshenko beam theory. *J. Mech. Des.* 102 (1980) 793-803 p.

Aladjev V., Bogdevicius M., Prentkovskis O. New software for mathematical package Maple of releases 6,7 and 8. Monograph. Vilnius: Technika, 2002, 404 p.

Barzdaitis V., Barzdaitis V.V., Didziokas R., Pocius Z. Inconsistence of Absolute and Relative Vibration in Rotors Diagnostics.- *Mechanika*. ISSN 1392-1207.-Kaunas: Technologija , 2003, Nr.3(41), 48-54 p.

J. C. A. Batista, C. Godoy, V. T. L. Buono, A. Matthews. Characterisation of duplex and non-duplex (Ti, Al)N and Cr–N PVD coatings. *Materials Science and Engineering A*. V. 336, Iss. 1-2, 25, 2002, p. 39-51.

J. Bielawski, J. Baranowska, K. Szczecinski. Microstructure and properties of layers on chromium steel. *Surface and Coatings Technology*. V. 200, Iss.22-23, 2006, 6572-6577 p..

Barzdaitis V., Jonušas R., Bogdevičius M., Didžiokas R. Dynamics of Turbine Rotating System with Toothed Wheel Coupling. Proceedings –The 3rd International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery, ISCORMA_2005.- Cleveland, Ohio, 19 – 23 September 2005, USA, - 320 – 329 p.

ДЕЯКІ ПРОБЛЕМИ ПЕРЕХОДУ ВУЗІВ УКРАЇНИ НА КРЕДИТНО-ТРАНСФЕРНУ СИСТЕМУ НАВЧАННЯ

д.т.н., проф. В.П.Роїзман, к.т.н. Р.Г.Чоловський, к.т.н.С.А. Петрачук

Хмельницький національний університет, Україна

29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11

Тел. (0382) 728743, Факс (03822) 23265, E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua

У 2005 році Україна приєдналася до Болонського процесу і ввела у вищих навчальних закладах кредитно-трансферну систему навчання. Компанія з перегляду систем освіти давно йде в багатьох розвинутих країнах. Сприяв цьому відомий у всьому світі факт, що рівень

підготовки школярів та студентів падає із року в рік. Рух за реформу освіти у США почався у 1983р. урядовою доповіддю «Країна у небезпеці», яка попереджала про «хвилю посередності». За даними національної дослідницької ради США американські студенти є найгіршими з усіх студентів індустріально розвинутих країн. Президент США Буш у своїй першій промові назвав реформу освіти пріоритетною задачею, мета якої – навчити дітей до третього класу читати (!).

18-19 червня 1999 року відбулася перша зустріч міністрів, які відповідають за вищу освіту і прийняття спільної декларації, більшості європейських країн, і була підписана Болонська декларація. Основною метою декларації є формування спільного освітнього і наукового простору, розробка єдиних критеріїв і стандартів у цій сфері, а також гальмування процесу падіння рівня підготовленості студентів та підготовка висококваліфікованих інженерних та наукових кадрів.

Світові процеси глобалізації та Європейський вибір України сприяли впровадженню європейської системи освіти в Україні. З 2004р. у Хмельницькому національному університеті деякі спеціальності першого курсу було переведено на навчання за кредитно-трансферною системою. А з 2005р. всі студенти першого курсу по всіх спеціальностях почали навчатися за новою системою.

Процес переходу на нову систему навчання виявився не простим, а іноді болочим. Стара система освіти не є поганою. Про це говорить і той факт, що велика кількість наших спеціалістів виїжджає за кордон на роботу і там високо цінують їх кваліфікацію. Але з часом стару систему все більше компрометували зниження вимогливості до знань школярів та студентів, корупція на всіх етапах учбового процесу, особливо під час вступних та семестрових іспитів, і через неї, розповсюдженість «халтури», коли за дипломами вищої освіти, високими оцінками, медалями випускників шкіл приховуються низькі знання. Рівень освіти знижується у геометричній прогресії внаслідок того, що на зміну висококваліфікованим викладачам приходять ті, хто не підготовлений у достатній мірі і вони «плодять» подібних собі та ще гірших. Ця «хвиля посередності» захлснула всі країни і загрожує системі освіти. До цього часу не має усвідомлення того, що освітня практика повинна відповідати вимогам, які сформувалися на ринках праці, а інтелектуальна власність і наукові розробки повинні стати важливим чинником економічного зростання країни. У традиційній системі накопичилося багато проблем, які потребують свого вирішення і перш за все неритмічна робота студентів під час всього

навчального року і «штурміщина» в оволодінні знаннями за 3-4 дні під час підготовки до іспиту.

Одна з основних переваг кредитно-трансферної системи полягає в тому, що вона потребує і привчає студентів до ритмічної роботи під час всього навчального року, а з недоліків – те, що вона не дозволяє викладачу виставити студенту високу оцінку за фактичні остаточні знання під час іспиту, якщо він не вкладався в терміни здачі модулів під час учбового року. Так, в пункті 5.7 «Тимчасового положення про організацію навчального процесу в умовах Європейської кредитно-трансферної системи (ECTS) у Хмельницькому національному університеті» прямо сказано: «Студентові, який не з'явився на складання модульного контролю, викладач в журналі обліку виставляє відмітку «0», а також у пункті 5.20 – «Якщо студент не виконав програму дисципліни у заплановані терміни без поважних причин, то під час відпрацювання заборгованості у разі одержання позитивної оцінки йому виставляється оцінка «задовільно» за національною шкалою та «E» - за шкалою ECTS», тобто студента позбавлено можливості виправляти свої оцінки, а від цього пропадає бажання до виправлення помилок і покращення своїх знань.

На кафедрі Прикладної механіки Хмельницького національного університету проведено експеримент, метою якого було виявити реальну картину успішності та оцінювання знань студентів за старою та новою системою. Оцінювались знання студентів груп ВВ та ШВ, які проходили курс прикладної механіки, навчаючись за кредитно-трансферною системою у 2005-2006 навчальному році. Предмет має 135 год учбового навантаження, що складає 3,5 кредити. В експерименті приймали участь 91 студент. Шкалу оцінювання студентів за європейською та старою системам наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 - Шкала оцінок

Оцінка ECTS	Бали	Діюча 5-бальна система	
A	90-100	Відмінно	5
BC	75-89	Добре	4
DE	60-74	Задовільно	3
FX	35-59	Незадовільно з можливістю повторного складання	2
F	1-34	Незадовільно з обов'язковим повторним курсом	

Матеріали експерименту наведені у таблиці 2. В колонках 2-3 наведені оцінки, які отримали студенти під час іспиту, без врахування

ритмічності роботи під час семестру. Студентам була надана можливість чесно заробити ту остаточну оцінку, яку вони бажають, нехай не з першого разу, але без зниження вимогливості до їх знань.

У колонках 4-5 представлені остаточні оцінки, які студенти отримали з врахуванням проміжних оцінок за здані модулі, але без врахування термінів їх здачі.

У колонках 6-7 проставлені остаточні оцінки, які студенти отримали при суворому виконанні умов Європейської кредитно-трансферної системи з врахуванням проміжних оцінок за здані модулі, терміну їх здачі і оцінки на першому іспиті.

Матеріали експерименту показують, що при однаковому рівні остаточних знань звітні показники успішності та якості, тобто показники, за якими традиційно оцінювалась робота студента, викладача, кафедри, деканату, нарешті університету погіршилися при переході до оцінювання знань за системою ECTS без дотримання термінів здачі модулів і катастрофічно погіршилися при дотриманні термінів у порівнянні зі старою системою. В останньому випадку переважна кількість студентів повинна була б повторно пройти курс вивчення предмету, не дивлячись на те, що вони все ж таки мають добрі і навіть відмінні знання.

Остання нісенітниця виникає через те, що оцінка за кредитно-трансферною системою ставиться не лише за знання, а головним чином за ритмічність, чи не ритмічність роботи студента в семестрі, тому що вагова складова оцінки на іспиті має лише 0,2 від сумарної, остаточної оцінки. Ясно, що такого розвитку подій не можна допустити.

Таблиця 2 – Зведенні дані успішності студентів по завершенню вивчення дисципліни Прикладна механіка

Група, загальна кількість студентів	Підсумкова оцінка					
	Кількість студентів (успішність/ якість, %)	Екзаменаційна оцінка за традиційно	Кількість студентів (успішність/ якість, %)	Оцінка ECTS	Кількість студентів (успішність/ якість, %)	Оцінка ECTS 3 дотриманням строків здачі
1	2	3	4	5	6	7
ВВ-04-1, 22 студ.	2 6 14 (100/36)	5 4 3	1 8 13 (100/40)	A BC DE	1 3 18 (4/0)	DE FX F

Група, загальна кількість студентів	Підсумкова оцінка					
	Кількість студентів (успішність/ якість, %)	Екзаменаційна оцінка за традиційно	Кількість студентів (успішність/ якість, %)	Оцінка ECTS	Кількість студентів (успішність/ якість, %)	Оцінка ECTS ³ дотриманням строків здачі
ШВ-04- 1, 19 студ.	3 10 6 (100/68)	5 4 3	2 3 14 (100/26)	A BC DE	1 1 3 14 (11/5)	A DE FX F
ШВ-04- 2, 29 студ.	7 15 7 (100/76)	5 4 3	3 9 17 (100/41)	A BC DE	4 2 1 22 (24/21)	A BC DE F
ШВ-04- 1, 21 студ.	15 6 (100/71)	4 3	2 19 (100/10)	BC DE	2 4 1 14 (29/10)	BC DE FX F

Звідси слідує, що перехід від старої системи оцінювання знань до європейської не можна здійснювати раптово, бо до цього психологічно не готові ні студенти, ні викладачі. Перехід необхідно робити поступово, на що потрібно не один рік. Треба поступово привчати студентів до ритмічної, постійної роботи на протязі всього семестру, для чого розробити низку заходів і перш за все дійовий контроль їх роботи.

Перш за все не треба відучувати студентів першого курсу від щоденної домашньої роботи, до якої вони звикли у школі.

Можна ввести години самостійної роботи студентів під наглядом викладачів або кураторів – по 1-й годині підготовки до кожного 2-х годинного заняття, яке заплановане на наступний день. Такий порядок існує у військових навчальних закладах і має назву «самопідготовка». Але введення такого порядку потребує достатньої кількості аудиторних приміщень і збільшення кількості викладачів, що в сучасних умовах проблематично.

Мета даної статті полягає в тому, щоб привернути увагу тих, від кого залежить в який термін і як українські вузи будуть переходити до роботи за кредитно-трансферною системою.

На наш погляд такий перехід необхідно здійснювати поступово і підготувати матеріально-технічну і кадрову базу вузів, законодавчо закріпити дійові методи контролю самостійної роботи студентів та впливу на неї, і після цього привчати студентів до ритмічної, напруженої роботи в семестрі. Крім того в державі необхідно підняти виробництво і економіку в цілому, щоб студент був впевнений у працевлаштуванні після закінчення вузу. При цьому він буде розуміти, що чим краще він вчиться, тим кращу роботу отримає.

Успішний перехід до кредитно-трансферної системи навчання залежить і від багатьох інших факторів, серед яких головними є соціально-економічна ситуація в країні, підйом її економіки, відношення держави до наукових та інженерних кадрів.

ТЕХНОЛОГИЯ ПРОГРАММНОЙ МЕХАНИКО-ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ.

*Радкевич Михаил Михайлович Радкевич Татьяна Михайловна
Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29 Тел.552-66-23, E-mail:
radmich@mail.ru*

В настоящей работе рассматриваются технологические возможности получения высокопрочных изделий из конструкционных углеродистых и легированных сталей с использованием упрочняющей комбинированной обработки – программной механико-термической обработки (ПМТО).

Известно, что при любом процессе термической обработки с помощью подвода или отвода тепла (температурного воздействия) в зависимости от физических свойств и размеров обрабатываемого изделия осуществляется тот или иной температурно-временной цикл. В результате этого в материале изделия наступают соответствующие фазовые изменения, которые приводят к образованию определенной структуры и, как следствие, свойствам.

Целенаправленное использование пластической деформации в процессе структурообразования дает возможность создать важные в техническом отношении новые технологии, называемые термомеханической обработкой (ТМО) [1,2,3].

Целью программной термомеханической обработки является использование возникающих при пластической деформации несовершенств кристаллического строения для получения новых

структурных состояний и более высоких механических свойств изделий после термической обработки (закалки). При этом на конечный результат (упрочнение) будут оказывать влияние или только сами по себе несовершенства кристаллической решетки или, вызываемые ими в сочетании с термообработкой (закалкой) изменения тонкого строения и микроструктуры. В этой связи задачей программной механико-термической обработки является достижение оптимального сочетания суб- и микроструктуры, обеспечивающих высокий комплекс механических свойств. Для получения такого сочетания структур различного уровня (макро, микро - и субструктуры, дефектов строения) и соответствующих физико-механических свойств необходимо обеспечить не только регулирующее деформационное, но и регулирующее термическое воздействие на обрабатываемый материал в определенных временных интервалах всего цикла обработки изделия.

Формирование дефектной кристаллической структуры с соответствующими ей свойствами при фиксированном химическом составе осуществляется с помощью различных видов механико-термического воздействия, приводящих не только к образованию повышенной плотности несовершенств кристаллического строения, но главное к определенному их пространственному распределению во всем объеме тела.

Замечено, что роль деформирования в увеличении сопротивления пластической деформации твердых растворов тем меньше, чем больше концентрация последних. Это объясняется тем, что чем в большей мере искажена кристаллическая решетка за счет легирования, тем меньшее влияние будет оказывать деформация на дальнейшее увеличение искажений в силу существования предельно возможного искажения кристаллической решетки данного металла. Накопленная в результате деформации энергия, связанная с избыточной плотностью дефектов, в первую очередь дислокаций, пропорциональна работе деформации и является движущей силой процессов разупрочнения и определяется температурой деформирования. С ростом температуры упрочнение всегда уменьшается.

Так, при высоких температурах деформирования упрочнение практически ненаблюдается. Такая зависимость упрочнения от температуры объясняется увеличением скорости развития процессов разупрочнения, т.е. быстрым устранением тех искажений кристаллической решетки, которые возникли в результате пластической деформации. Начиная с некоторой температуры, различной для разных сталей, разупрочнение становится настолько быстрым, что накладывается на процесс упрочнения и, наконец,

наступает такая температура, при которой скорость разупрочнения достигает скорости упрочнения, а возникающие при пластической деформации дефекты кристаллической решетки целиком снимаются.

Для процессов горячей пластической деформации упрочнение связано с формированием ячеистой структуры с относительно большим коэффициентом упрочнения. При дальнейшей деформации упрочнение сменяется слабым разупрочнением, переходящим в установившуюся стадию. При этом происходит перераспределение и аннигиляция дислокаций, и разупрочнение развивается по механизму динамического возврата. Формируется полигональная структура, и темп роста напряжений падает. Повышение внутренней энергии при дальнейшем возрастании деформации приводит к возникновению и развитию центров рекристаллизации. Все это происходит одновременно в различных объемах неравномерно деформируемого материала.

В зависимости от соотношения скоростей процессов упрочнения и разупрочнения при относительно небольших скоростях деформирования на установившейся стадии течения металла могут происходить периодические колебания напряжений, связанные с необходимостью "набора" критической деформации, достаточной для начала рекристаллизации [4].

С понижением температуры деформирования перераспределение дислокаций затрудняется и замедляются процессы динамического разупрочнения. При этом возрастает интенсивность упрочнения и поэтому требуется большая степень деформации для начала инициирования процесса разупрочнения.

Установлено, что при горячей пластической деформации в области ковочных температур существуют оптимальные степени деформаций, которые находятся в интервале значений от 20 до 40%.

Под оптимальной степенью деформации понимается такая при которой создается в процессе горячей пластической деформации полигонизованная, равноосная и стабильная субзеренная структура. Кроме того, для нее характерна установившаяся стадия горячей деформации. Таким процессам, как горячая объемная штамповка, прокатка, выдавливание и др. соответствует развитая пластическая деформация, что необходимо учитывать при формировании структуры и свойств получаемых изделий в условиях ПМТО.

Влияние скорости деформации на упрочнение зависит также от температуры деформирования. Так, в области низких температур, когда разупрочнение практически отсутствует, оно мало зависит от скорости деформации. В области средних температур, когда разупрочнение при каждой данной температуре протекает со

скоростью, близкой к скорости упрочнения, а поэтому оно сильно зависит от скорости деформации. При достаточно высоких температурах и малых скоростях деформации роль процесса возврата и разупрочнения может быть настолько велика, что деформация вовсе не будет сопровождаться упрочнением. В тоже время при очень больших скоростях деформации процесс разупрочнения не будет успевать протекать в полной мере, и потому может иметь место значительное упрочнение.

Установлено, что наибольшее проявление этого эффекта наблюдается в результате деформации при низких температурах и больших последеформационных паузах. Так, штамповка поковок из стали 45X на молоте (скорость деформирования 5,0 м/с) при температуре 850 °С и последеформационной паузой 40с твердость после закалки составляет HRC 59, после отпуска - HRC 41 (предел прочности равен 1335 МПа, условный предел текучести – 1222 МПа, относительное удлинение – 9,8%, относительное сужение – 28%, ударная вязкость – 1360 кДж/м²), в то время как штамповка на КГШП (скорость деформирования 0,5 м/с), при тех же условиях, твердость после закалки - HRC 49, после отпуска - HRC 46 (предел прочности равен 1546 МПа, условный предел текучести – 1449 МПа, относительное удлинение – 9%, относительное сужение – 43%, ударная вязкость – 499 кДж/м²).

Для стали 20X13, то эффект упрочнения в условиях ПМТО практически не зависит от скорости деформирования в указанных температурно-временных пределах, что согласуется с результатами работ авторов [5].

Если принимать во внимание тот факт, что горячая пластическая деформация происходит во время структурных превращений, т. е. одновременно воздействуют температура и внешнее поле напряжений то, по-видимому, можно ожидать еще более существенного влияния на фазовые превращения. В частности, следует также учитывать влияние напряжений на изменение температуры равновесия фазовых превращений.

В общих чертах можно утверждать, что чем в большей степени пластическая деформация отдалена от мартенситного превращения по температуре и времени, тем в большей мере протекают обусловленные диффузионным превращением структуры предварительно горячедоформированного аустенита. В свою очередь деформированная структура аустенита оказывает существенное влияние на мартенситное превращение.

Итак, если правильно учитывать закономерности фазовых превращений в условиях деформационно-термической обработки, то

можно получать не просто ту или иную микроструктуру (перлит, сорбит, тростит, бейнит или мартенсит), а и одновременно с этим более однородную субмикроструктуру кристаллов основного металла.

Исходя из современных представлений о несовершенствах кристаллического строения, а также результатов проведенных исследований по влиянию деформационных и термических параметров процесса деформационно-термической обработки на фазовые и структурные превращения была предложена программная механико-термическая обработка (ПМТО) изделий применительно к схемам горячей деформации [6].

Основным условием реализации программной механико-термической обработки является регламентирование времени последеформационной паузы при строгой фиксации температуры деформирования и степеней деформации в зависимости от марки стали.

Технология изготовления поковок штамповкой с применением ПМТО для трех основных классов сталей (45X, 20X13 и 08X18H10T) позволяет получать высокий уровень прочностных свойств изделий [7,8 и др.]. Так, штамповка поковок тяжело нагруженных деталей трактора «Кировец» (рис.1) осуществлялась по оптимальным режимам ПМТО.

Для сравнения полученных механических свойств штамповку проводили по общепринятому стандартному режиму с последующей закалкой и высоким отпуском табл.1.

В табл.2 приведены результаты механических испытаний образцов после ПМТО и после стандартного режима для исследуемых сталей.

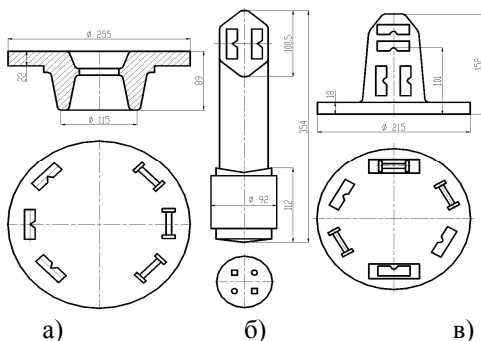


Рис.1. Поковки , изготовленные горячей объемной штамповкой на КГШП и молоте с применением ПМТО и, схема вырезки образцов для механических испытаний.

а) – фланец; б) – вилка скользящая; в) – фланец-вилка.

Таблица 1

№ режима	Наименование поковки, марка стали	Температура, °С		Время подтуживания, с	Охлаждающая среда	Режим термообработки
		нагрева	деформации			
1.	Фланец,	1100	950	30	Масло	Отпуск 580 °С, 2 час, вода
2.	33ХС	1260	1100	-	Воздух	Закалка 910 °С, масло. Отпуск 580 °С, 2 час., вода
3.	Фланец-	1100	900	30	Масло	Отпуск 600 °С, 2 час, вода
4	вилка, 45	1260	1100	-	Воздух	Закалка 860 °С, масло. Отпуск 600 °С, 2 час., вода
5	Вилка скольз	1260	950	30	Масло	Отпуск 650 °С, 2 час, вода
6	ящая, 40ХС	1260	1260	-	Воздух	Закалка 910 °С, масло. Отпуск 650 °С, 2 час., вода
Примечание: Режимы 1,3,5 – соответствуют ПМТО; 2,4,6 – режиму применяемому на заводе.						

Таблица 2.

№ режима	σ_b , МПа	σ_{02} , МПа	δ , %	ψ , %	КСУ, кДж/м ²
Поковки фланца, сталь 33ХС					
1.	1120	980	16,5	49,5	410
2.	1070	931	15,0	47,0	360
Поковки фланца-вилки, сталь 45					
3.	750/750	461/450	21,0/22,0	61,0/63,5	960/880
4.	680/700	330/350	21,8/27,5	50,0/57,0	880/1000
Поковки вилки скользющей, сталь 40ХС					
5.	1029/1050	860/925	16,7/16,5	48,4/52,0	560/560
6.	925/941	720/740	20,5/21,0	61,9/62,5	990/1360
Примечание: В числителе дроби приведены данные для фланца (стержня) детали, в знаменателе – для отростков детали.					

Из приведенных данных видно, что ПМТО по сравнению со стандартной обработкой повышает механические свойства сталей. Изготовление крупных поковок сложной конфигурации и массой до 12 кг из сталей 45, 33ХС и 40ХС обеспечивает повышение характеристик прочности (предела прочности и условного предела текучести) при увеличении или сохранении характеристик пластичности и ударной вязкости.

Применение комбинированной упрочняющей обработки этих же сталей позволяет повысить комплекс механических свойств, так как она придает стали совершенно специфическое структурное состояние, характеризующееся созданием субструктуры динамической полигонизации в аустените и передаче этой субструктуры конечной структуре стали [9].

Более высокая пластичность, полученная в результате ПМТО, предполагает использование повышенной прочности, заложенной в материале, при таких высоких нагрузениях, которые в материале, прошедшем обычную термообработку, вызывает хрупкое разрушение.

Таким образом, из вышеизложенного следует, что целесообразное структурное состояние сталей предусматривает наличие высокодисперсной структуры с равномерным распределением дислокаций, что и программная механико-термическая.

Программная механико-термическая обработка является одним из направлений улучшения конструктивной прочности изделий в первую очередь за счет оптимизации структурного состояния сталей, т.е. за счет получения стабильной субструктуры.

Данный метод комбинированной обработки позволяет получать изделия в условиях горячей объемной штамповки поковок из конструкционных сталей с повышенным комплексом механических свойств по сравнению с изготовлением их по заводской технологии (см. табл.2).

Литература

- 1.Бернштейн М.Л. Термомеханическая обработка металлов и сплавов. М.: Металлургия.1996.т.1и2.1171 с.
- 2.Стародубов К.Ф. В кн.: Упрочняющая термическая и термомеханическая обработка проката. Вып. 1. Киев. Техника. 1968. с.6-8.
- 3.Радкевич М.М. Упрочнение углеродистых и легированных сталей при штамповке в открытых штампах с применением ВТМО.// Вестник машиностроения. № 6. 1985. с.18-21.

- 4.Трефилов В.И. Физика деформационного упрочнения монокристаллов. Киев. Наукова думка. 1972. 191с.
- 5.Бернштейн М.Л. Горячая пластическая деформация и механизм упрочнения стали при ТМО. // Сталь. №2.1972.с.157-165.
- 6.Радкевич М.М. Физико-технологические основы упрочняющей ПМТО.В кн.: Перспективные технологические процессы обработки металлов. С.-Петербург.1995. с.54-57.
- 7.Радкевич М.М. Радкевич И.М. Разнозернистость структуры термоупрочненных поковок.//Наука производству.№1.1998. с.17-19.
- 8.Радкевич М.М. Влияние условий охлаждения на механические свойства при ПМТО. //Вестник машиностроения. №12. 1999. с.50-53.
- 9.Радкевич М.М. Программное деформационно-термическое упрочнение и однородность распределения дислокаций. В кн.: Синергетика, структура и свойства материалов, самоорганизующиеся технологии. М.: 1996. с.23-25.

СИНТЕЗ АДАПТИВНИХ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ НЕЛІНІЙНИМИ ПРОЦЕСАМИ ХАРЧОВИХ ВИРОБНИЦТВ

*Ушаков Едуард Павлович, к.т.н., доцент НВО «Агромет» м. Київ (050) 313-86-70
e-mail: eushakov2002@ukr.net*

Розв'язок задач технічного переозброєння харчової промисловості України і збільшення виробництва конкурентоспроможної на світовому ринку продукції високої якості вимагає проведення великого комплексу науково-дослідних робіт у всіх областях харчового виробництва. Це важлива невідкладна державна проблема напередодні вступу України до Європейського союзу та Світової організації торгівлі.

Харчова промисловість України визначає економічну незалежність держави з великими природними сільськогосподарськими ресурсами та великою кількістю переробних підприємств, загальна виробнича потужність яких значно перевищує внутрішні потреби країни. Це в першу чергу відноситься до цукрових і спиртових заводів.

Цукрова промисловість в Україні є однією з провідних галузей сільського господарства і має велике економічне значення для нашої молоді держави, оскільки надає багато робочих місць і приносить великі кошти завдяки експорту цукру. Україна традиційно вважалася

одним з головних та стабільних виробників цукру в світі. Вона була і є провідним постачальником цукру в країні СНД. Однак в останні роки цукрова промисловість України зазнала значного спаду. На сьогоднішній день ступінь вилучення цукру з заготовленого буряка становить 71%, що на 12,5% менше, ніж у розвинених країнах. Враховуючи те, що цукор для України є продуктом стратегічного значення, подальшому розвитку цукрової промисловості України має приділятися особлива увага.

Цільове призначення роботи складається в рішенні проблеми створення принципово і якісно нових адаптивних систем оптимального керування нестационарними динамічними об'єктами, що працюють у реальному масштабі часу, реалізованих на основі застосування адаптації, ідентифікації, аналізу і прогнозування станів об'єкта керування в параметричному і фазовому просторах, а також керуючих цифрових обчислювальних комплексів, що забезпечують високу якість функціонування в умовах початкової невизначеності, нестационарності, широкого діапазону зміни внутрішніх і зовнішніх збурюючих впливів і неповного вектора виміру фазових координат.

Метою даного дослідження є підвищення якості й ефективності функціонування технологічного устаткування харчових виробництв шляхом розробки оптимальних способів і систем автоматичного управління відповідними нелінійними нестационарними технологічними процесами.

Для досягнення мети даного наукового дослідження розв'язано задачі:

1. розробки методів синтезу інформаційних систем оцінки, аналізу і прогнозування станів нестационарних об'єктів керування в параметричному і фазовому просторі;
2. розробки методу синтезу і побудови системи оцінки перехідної матриці станів об'єктів керування;
3. розробки методів синтезу адаптивних систем оптимального керування багатомірними, лінійними нестационарними технологічними об'єктами з неповним вектором виміру фазових координат з використанням методів синтезу систем параметричної і фазової ідентифікації;
4. розробки ефективного методу лінеаризації нелінійностей адаптивних систем оптимального керування;
5. створення математичного і програмного забезпечення адаптивних систем оптимального керування, а також систем оцінки, аналізу і прогнозування станів нестационарних об'єктів керування в параметричному і фазовому просторі, що є основою для побудови складних адаптивних і автоматизованих систем.

Вирішена проблема створення теоретичних основ і методів побудови складних автоматичних і автоматизованих систем оптимального керування багатомірними, лінійними, нестационарними технологічними об'єктами, реалізованих на основі застосування адаптації, ідентифікації, аналізу і прогнозування станів об'єктів керування в параметричному і фазовому просторах.

Вперше одержано метод синтезу системи оцінки станів нестационарного об'єкта керування в параметричному і фазовому просторах, заснований на використанні компенсаційного методу із самонастроювальною моделлю об'єкта керування, що описує вільний і змушений рух і рішення нестационарних диференціальних рівнянь методом варіації параметрів, який припускає спільне використання самонастроювальної моделі вимушеного руху об'єкта керування з рівнобіжним включенням, а також самонастроювальної моделі рішення однорідного диференціального рівняння, що враховує вільний рух об'єкта, з метою знаходження загального рішення вихідного диференціального рівняння і мінімуму обраного критерію ідентифікації.

Удосконалено метод синтезу системи оцінки перехідної матриці стану нестационарного об'єкта керування як однієї з основних динамічних характеристик оптимальної багатомірної системи, на відміну від існуючих нормальна працездатність якого перевіряється на кожному ітеративному кроці системою самоконтролю.

Вперше одержано метод синтезу системи параметричної ідентифікації, який у відмінності від існуючих методів дає можливість без попередніх перетворень переходити до синтезу оптимального закону керування в термінах простору станів для детермінованих і стохастичних об'єктів. Враховуються початкові умови вектора стану і спрощується процедура синтезу і побудова систем ідентифікації.

Дістала подальший розвиток безпошукова адаптивна система ідентифікації нестационарних лінійних об'єктів керування, що знайдена методом градієнта при ітеративному принципі її роботи і являє собою багатоконтурну дискретну нелінійну самонастроювальну систему автоматичного керування з параметричним зворотним зв'язком, отримана математична модель і алгоритм функціонування адаптивної системи ідентифікації нестационарного об'єкта керування, структура якого описується параметричною передатною функцією.

Удосконалено метод рішення задачі відновлення повного вектора стану динамічних систем, описуваних звичайними нелінійними диференціальними рівняннями, у якому реалізується схема рішення двоточкової крайової задачі визначеного типу і використовується узагальнений алгоритм умовно-оптимальної фільтрації. Знайдене рішення задачі оцінювання повного вектора стану нелінійних систем

за результатами спостережень може бути застосоване до широкого кола задач визначення стану динамічних систем при обмеженому складі вимірюваних параметрів.

Удосконалена адаптивна система оптимального керування нестационарним технологічним об'єктом із застосуванням систем оцінки, аналізу і прогнозування станів об'єкта керування в параметричному і фазовому просторах, що має властивості штучного інтелекту, із програмним відпрацюванням задачі адаптивної стабілізації, в умовах неповної інформації стану лінійних нестационарних стохастичних об'єктів керування, реалізована на базі керуючих ЦОМ, за відомими на інтервалі параметрами і їх статистичними властивостями забезпечує ідентифікацію і прогнозування стану, розрахунок і вироблення квазіоптимального керування за швидкодією і витратами машинної пам'яті, що задовольняють обмеженням сучасних ЦОМ.

Удосконалено математичний метод Вінера лінеаризації нелінійних систем параметричної ідентифікації адаптивних систем оптимального керування. Знайдені лінійні еквіваленти систем параметричної ідентифікації дозволяють застосовувати відомі класичні методи аналізу стійкості лінійних систем для оцінки запасів стійкого функціонування нелінійних систем параметричної ідентифікації.

Розроблені методи синтезу систем ідентифікації дозволили авторові здійснити приладову і програмну реалізацію моделі адаптивної системи параметричної ідентифікації нестационарного технологічного об'єкта і зробити її експериментальне дослідження на працездатність і точність оцінки динамічних характеристик.

Отримана стратегія адаптивної системи оптимального керування нестационарним технологічним об'єктом у вигляді системи машинних алгоритмів описує структуру й алгоритм функціонування адаптивної системи, що дозволяє робити оцінки параметрів об'єкту керування, внутрішніх і зовнішніх збуджуючих впливів, не вимірюваних фазових координат об'єкту, здійснювати аналіз параметричного і фазового стану і на основі аналізу, приймати рішення на зміну параметрів регулятора таким чином, щоб керуючий вплив було найбільш ефективним. Реалізація отриманої адаптивної системи у вигляді функціональної схеми наведена на рисунку.

Практична цінність результатів роботи полягає в тому, що створене математичне і програмне забезпечення адаптивних систем ідентифікації, аналізу, прогнозування і керування нестационарними технологічними процесами, доведені до машинних програм, перевірені цифровим моделюванням на ЕОМ і впроваджені на реальних технологічних об'єктах.

распознаванием объектов, определением их координат и непрерывным сопровождением.

Перед гидроакустическими средствами поставлен целый ряд задач, которые обеспечивают:

- обнаружение и классификация подводных и надводных объектов;
- безопасность судоходства;
- обеспечение звукоподводной связи;
- защита кораблей и береговых объектов от несанкционированного проникновения.

Для решения этих задач были созданы специализированные гидроакустические станции (ГАС) и многофункциональные гидроакустические комплексы (ГАК).

В зависимости от типа носителя и места установки гидроакустические системы и станции, могут быть:

- корабельными с антеннами системами, размещенными в корпусе корабля и антенными системами переменной глубины (опускаемыми или буксируемыми), вынесенными за пределы корпуса корабля;
- вертолетными с антенными системами, опускаемыми с борта вертолета;
- позиционными (стационарными) с антенными системами, устанавливаемыми в определенной точке водной акватории;
- авиационными радиогидроакустическими буями.

В зависимости от места размещения гидроакустической аппаратуры на носителе, она разделяется на две основные части:

- бортовую аппаратуру;
- забортную аппаратуру.

Обобщенная блок-схема ГАС представлена на рис. 1.

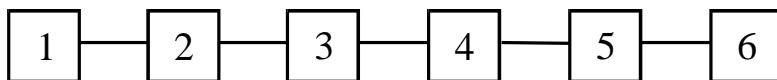


Рис. 1. Обобщенная блок-схема ГАС

1–антенная система; 2–устройство генерирования (в режиме излучения) и передачи с уплотнения (в режиме приема) сигналов; 3–механизм постановки антенны; 4–блок разуплотнения и первичной обработки информации; 5–система обработки, регистрации и отображения информации; 6–универсальный блок приема, преобразования и передачи информации.

Учитывая специфику работы гидроакустических систем, к ним предъявляются особые требования по надежности, помехозащищенности и долговечности.

Эти требования наиболее актуальны применительно к заборной аппаратуре, и, в частности к антенным системам.

Это обусловлено тем, что заборная аппаратура работает в агрессивной среде (морская вода) под воздействием избыточного гидростатического давления и значительном перепаде температур. Кроме этого, при работе излучающих элементов акустических устройств, возникают знакопеременные нагрузки, которые могут привести к разрушению пьезокерамических преобразователей, из которых формируется антенная система.

Для компенсации внутренних переменных по знаку механических напряжений, которые могут достигать величин более $1,5 \cdot 10^7$ Па, необходимо осуществить специальные мероприятия для повышения стойкости акустических элементов к растяжению.

Наиболее рациональным здесь является создание в пьезоэлектрическом кольце предварительных статических сжимающих напряжений, которые обеспечили бы однонаправленную деформацию кольца при работе в режиме излучения. Получение таких напряжений достигается путем армирования.

К армированию пьезоэлектрических колец предъявляются следующие требования:

- величина кольцевых напряжений, возникающих при армировании, должна быть нормирована;
- равномерность распределения сжимающих напряжений по излучающей поверхности кольца;
- устойчивость напряженно-деформированного состояния кольца;
- отсутствие ухудшения электроакустических параметров элемента;
- технологичность.

Методом, который наиболее полно удовлетворяет требования к армированию, является армирование проволочным бандажом. При таком армировании неравномерность распределения сжимающих напряжений в пьезокерамическом кольце будет минимальна.

Кроме механической прочности акустических и конструктивных элементов станций, актуален вопрос сохранения работоспособности узлов при воздействии температурных перепадов и избыточного гидростатического давления. Применение здесь новых материалов и технологий требует тщательной проработки и экспериментального подтверждения принятых решений.

DIAGNOSTICS OF ROTATING SYSTEM WITH JOURNAL AND ANTI-FRICTION BEARINGS

Vytautas Barzdaitis, Kestutis Fabijonas Zebelys
 Kaunas University of Technology, Lithuania
vytautas.barzdaitis@ktu.lt, kzebelys@takas.lt

1. Description of the system

The rotating system on which our study is focused is shown in Fig. 1. It is constituted by a steam turbine that rotates at a high speed (8000 rpm) on tilting pad journal bearings (bearings number 1 and 2) and an electric generator that rotates at 1500 rpm, according to the European standard electric frequency of 50 Hz, on antifriction bearings (number 7 and 8). The turbine is connected by a coupling (number 12) to the gearbox ($z_1=29$, $z_2=155$) that reduces the rotating speed from 8000 rpm of the turbine shaft to 1500 rpm of the generator rotor (11). This work is focused on the vibrations analysis and identification of the vibration sources of the system: in particular the different techniques and equipments to affect the analysis and diagnostics results. The vibration of the system are mainly caused by unbalance, misalignment, gear teeth mashing, antifriction bearing damages, gaps in the journal bearings and teeth gear couplings.

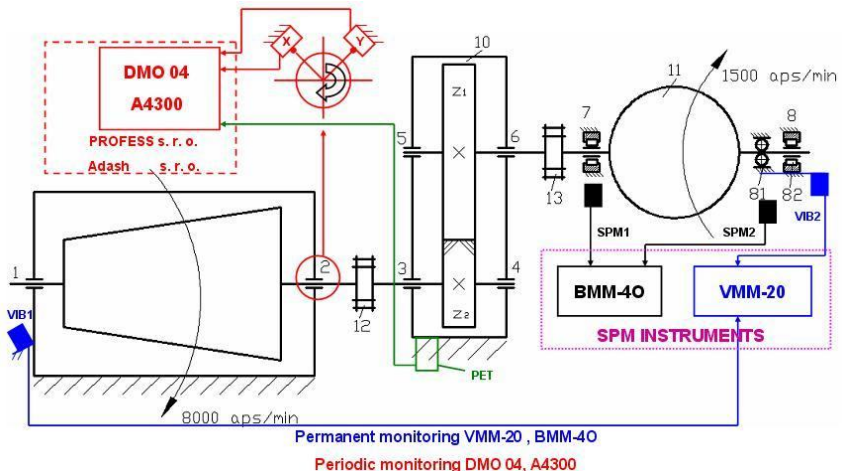


Fig. 1 Turbomachinery rotating system with journal and antifriction bearings, measurements sensors and transducers and vibration signal analysers

2. The High Rotative Speed Steam Turbine with Hydrodynamical Bearings

A journal bearing, simply stated, is a cylinder which surrounds the shaft and is filled with oil lubricant that supports the shaft preventing metal to metal contact. The hydrodynamic conditions create an oil wedge (15-25 μm) that supports the shaft and relocates the center of journal relative to centre of cylindrical hole within the bearing clearances. The important characteristic of journal bearings is high damping in comparison with antifriction bearing: the stiffness of antifriction bearings is ~ 5 times higher because of the metal to metal contact. The damping properties of the lubricant also provide an excellent medium for limiting vibration transmission. Thus, a vibration measurement taken at the bearing outer shell will not represent the actual vibration experienced by the rotor within its bearing clearances. This is very important because of the influence on the vibrations measurements techniques that must be used on this kind of rotors.

The vibration measurements and diagnostics of a stem turbine rotor with journal bearings have its own specificities [1, 2]. The presence of the lubricant film between journal and babbitt provides damping effect of the vibration signal and make not possible to use absolute bearing vibration monitoring technique with seismic transducers. The source of vibration is the rotor.

The vibration measurement technique that makes possible to measure directly the vibrations of the rotor is based on contactless proximity probes. In this way it's possible to control the influence of hydrodynamic parameters and to avoid mistakes in the identification of vibration sources. The contactless induction transducers provide the shaft vibration displacements measurements of the rotor vibration in a frequency range up to 10 000 Hz and displacement in DC signal format proportional to the gap between the shaft and bearing babbitt. The goal of this kind of measurement is to evaluate the kinetic orbit of the center of the shaft motion inside the bearing and to receive maximum value of shaft displacement from time-integrated mean position "zero" s_{max} , trend function, ect. The new measurement method was accepted. The periodic monitoring system (DMO 04, Profess s.r.o., CZ) is used to measure steam turbine rotors bearing's 7 vibration displacements relative to bearing's housing with two proximity probes X and Y (Fig. 1). This measurement location provides information not only on the motion of the steam turbine rotor but on the gear clutch and gear reducer too. The phase measurement transducer FMT was located at the bearing 2 (Fig.1).

The Internal/External mounting hardware was used. The eddy probes were mounted with a mounting adapters as shown in Fig. 2. These adapters allow external access to the probe and also the probe tip to be internal to the machine or bearing housing. This kind of mounting has some advantages,

that are: the possibility to realise high accuracy vibration displacements measurement method and to install the proximity probe while machine is running. The most important characteristic of the used proximity probes: sensitivity $8 \text{ mV}/\mu\text{m}$, frequency range $0, \dots, 10\,000 \text{ Hz}$, measurement range $0, \dots, 1 \text{ mm}$



Fig. 2 The proximity probe in custom design housing for internal-external mounting (KTU Mechatronic Science Laboratory courtesy)

The absolute bearing 1 vibration velocity measurement in horizontal direction was provided by seismic transducer VIB1, Fig.1. The low frequency range $0, \dots, 1000 \text{ Hz}$ was used. This measurement point is important to monitor the changes in the unbalance condition of high speed rotor and dynamic stiffness of steam turbine design.

3. The herringbone gear box vibration measurement unit

The gear teeth meshing vibration measurements were provided by periodic system with seismic piezoelectric transducers (sensitivity 100 mV/g , model 787A WR, USA) and vibration signal analyser (A4300-VA3, CZ), Fig. 1. These measurements are used in evaluation of technical condition of the herringbone gears.

4. The electric generator vibration measurements

Low rotation speed electric generator rotates in the antifriction bearings as shown in Fig. 1. Permanent bearings condition monitoring system was installed. The system is based on Shock Pulse Method (SPM), with two seismic transducers SPM1 and SPM2 and conditioning module BMM-40 (SPM Instrument, Sweden) [3]. This method is considered to give precise information on the technical condition of machine ball and roller antifriction bearings in vibration data decibel format. The low frequency vibration measurements was provided by the permanent installed seismic transducer VIB2 and monitoring module VMM-20 as shown in Fig. 1. This system provides information on the unbalance, misalignment changes of the rotor during operation when operation condition is changed.

5. Vibration measurements and analysis results of turbo unit

In this part of the work the experimental results of vibration measurements of the turbo unit are presented and analysed.

The high speed steam turbine rotor 2nd bearing's shaft vibration displacement in kinetic orbit format is shown in Fig.3. and the vibration displacement spectrum in Fig.4.

The primary quantity of interest in rotor shaft vibration displacement measurement are the alternating values which describe the shape of the orbit and vibration values according to ISO 7919-3:2002. The peak-to-peak value ($s_{A(p-p)}$) of the vibration displacement in the direction of the sensor A (X axis) is defined as the difference between the maximum and minimum displacements of shaft1 and similarly for $s_{B(p-p)}$ for transducer Y in the B direction, Fig.1. The value s_{max} has been used, following the formula written below:

$$S_{(p-p)max}=2 S_{max}$$

The kinetic orbit of the 2nd bearing journal is described by maximum value of shaft displacement from time-integrated mean position “zero” $s_{max}= 12 \mu\text{m}$ (Fig.3). This orbit introduced information on gear meshing phenomenon not only related to the gear clutch but also to the gear reducer.

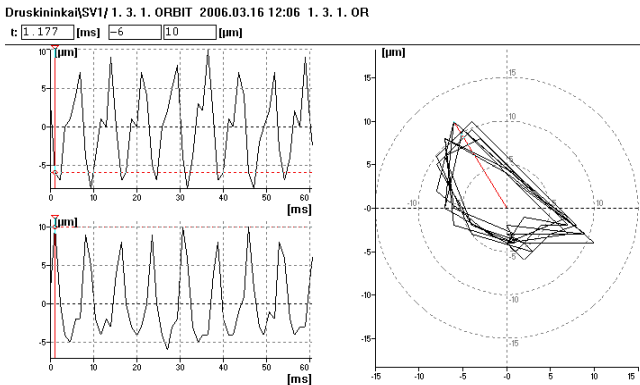


Fig. 3 The vibration displacements plots of the 2nd bearing shaft measured in X and Y directions and kinetic orbit of the shaft with s_{max}

Using the output signals of the two eddy current sensors and adding them according to the vectorial sum rules it has been possible to obtain the orbit of the center of the rotor.

The gap between the rotor shaft and the bearing babbitt has been also evaluated. It's very important to control this gap because if the rotor shaft touches the babbitt the rotor will be destroyed in a catastrophic way.

The valuable information on vibration frequency spectrum are shown in Fig. 4. The synchronous frequency vibration is dominant and stated that rotor has acceptable unbalance. The gear box vibration is described by 4th bearing's high frequency vibration acceleration spectrum that is shown in Fig. 5. There are indicated defects in gear teeth meshing

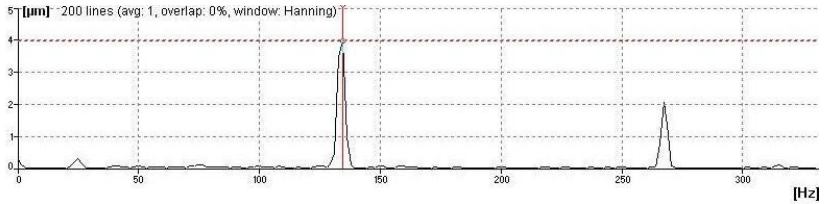


Fig. 4 Vibration displacement spectrum plot for steam turbine 2nd bearing shaft at X direction (for Y direction the behaviour is similar), 700 kW power load (134 Hz frequency dominant)

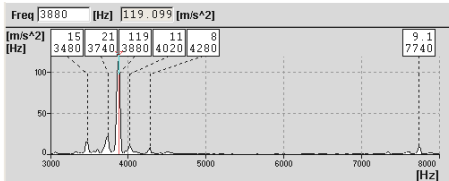
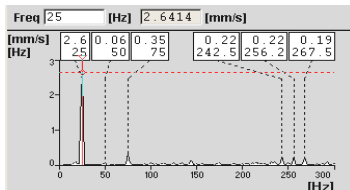


Fig. 5 The 4th bearing absolute vibration spectrum (high frequency 3880 Hz vibration is dominant)

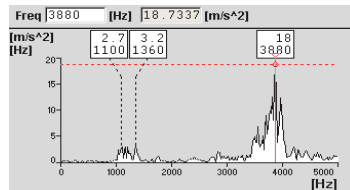
caused by increased looseness in gear box journal bearings. The electric generator's bearings vibration are measured in low and high frequencies. The low frequency vibration velocity spectrum indicates valuable unbalance of

the rotor (2,64 mm/s at 25 Hz, Fig. 6a). The meshing frequency of gear box teeth generates high frequency vibration acceleration that transfer to whole rotating system and to the electric generator's 8th bearing (18 m/s² at 3880 Hz, Fig. 6b).

These vibration measurements and analysis results permitted to formulate conclusions about the technical working conditions of the system and, during the overhauling, the electric generator will be balanced and the gears centre distance, clearances in teeth meshing will be re-established.



(a)



(b)

Fig. 6 8th bearing vibration velocity (a) and vibration acceleration spectra (b)

6. Evaluation of generator bearing's condition

During bearing condition and vibration evaluation period: before overhauling and after it the hand held Shock Pulse Tester T2001 from SPM Instrument (Sweden) was used, which combines the functions of shock pulse, vibration and RPM meter. The mechanical condition monitoring of antifriction (rolling) bearings (bearing damage development) is based on widely used measuring technique: SPM's patented Shock Pulse Method for bearing monitoring [3].

As the 8th bearing is inside generator (Fig.7) and it is difficult to achieve the measuring point by probe the SPM 40000 Shock Pulse Transducer was permanently installed on bearing housing. Later this transducer (SPM2) was incorporated in a monitoring system.

The bearing condition evaluation graph of 8th bearing during investigation period clearly illustrate bearing condition change before and after overhauling.



Fig.7 The 8th bearing SPM2 transducer installed on the bearing housing inside generatortion

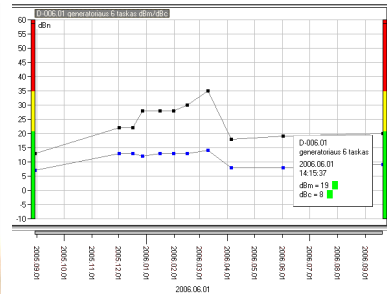


Fig.8 The 8th bearing condition evaluation graph during investigation period

7. Conclusions

1. The technical condition of high steam turbine is satisfactory according ISO 10816-3 and ISO 7919 recommendations.

The proximity probes vibration displacements measurements technique has been used to evaluate technical conditions of high rotative speed steam turbine rotor with a power of 700 KW. The results showed that, according to the standard ISO 7919-3:2002, steam turbine is working under good technical conditions and that it is an A class vibration intensity zone, comparing the measured value $S_{(p-p)max} = 2 S_{max} = 2 \cdot 12 = 24 \mu$ with the standard one (for the vibration intensity A class machine) [4]:

$$S_{(p-p)} = \frac{4800}{\sqrt{n}} \mu\text{m} = \frac{4800}{\sqrt{8060}} = 53 \mu\text{m}.$$

The vibration acceleration of gear box indicated the existence of the teeth meshing errors.

2. The suggested monitoring system increased efficiency and reliability of turbobunit.

References

1. Bently D. E. with Hatch Ch. T., Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics, ISBN 0-9714081_0_6, - Bently Pressurized Bearing Company, Minden, NV, USA, printed in Canada, first printing, – 2002, p. 725.
2. Barzdaitis V., Jonusas R., Bogdevičius M., Didziokas R. Dynamics of Turbine Rotating System With Toothed Wheel Coupling // The 3rd International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery (ISCORMA-3), Cleveland, 19-23 September 2005, p. 320 – 329.
3. Barzdaitis V., Zemaitis V., Zebelys K., Pocius Z., Mazeika P. Condition Monitoring of Roller Bearings Using Different Diagnostics Methods // Diagnostyka = Diagnostics 2004: 3rd International Congress of Technical Diagnostics , September 6-9, 2004, Poznan, Poland. ISSN 641-6414. 2004, Vol. 30, t.1. p. 53-60.
4. ISO 7919-3, Mechanical Vibration of non-reciprocating machines – measurements on rotating shafts and evaluation criteria. Part 3: coupled industrial machines. 1996, Printed in Switzerland.- P. 8.
5. ISO 10816-3, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts _ Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15 000 r/min when measured in situ. 1998, Printed in Switzerland. – P. 12.

EFFECTIVE AND RELIABLE OPERATION OF MARINE DIESEL BY WORKING PROCESS MONITORING

Roman Varbanets, Ph.D.

Odessa national maritime university, 34, Mechnikova str., 65029, Odessa, Ukraine

roman@onmu.odessa.ua, tel: +38 048 728 31 19

Introduction. Peak pressure indicators widely used on ships determine only peak values of pressure in cylinders (P_{max}) or pressure at the end of compression (P_{comp}) at cut off fuel feed. However, besides P_{max} and P_{comp} there are a great deal of parameters; their monitoring

during operation gives the possibility to carry out the qualitative control of technical condition and to perform precise adjustment of fuel equipment and gas distribution mechanism.

Towards this end the authors have developed monitoring system DEPAS. The main feature of the system is that it is divided into two separated modules. Real time module makes records and scoping calculations of real time data (it is based on specialized controller CYGNAL, now Silicon Electronics). Calculation module is Windows 98/2000/XP software. Communication between modules is on USB/RS-232 serial interface. The system allows of monitoring 2- and 4-stroke diesel engines in all rpm range with resolution not less than 0.5° crankshaft angle. Nonvolatile memory is to store about 100 indicated datum sets. Duration of continuous work with an internal power source is about 10 hours.

The following methods are realized in the system:

1. Program synchronization of data. The TDC of a piston is calculated by analyzing diagrams of gas pressure in the working cylinder. Design algorithm of synchronization is based on the fact that in case of clean compression (without combustion) in the cylinder the speed degree of increasing gas pressure is equal to zero: $dP/dFi=0$ at TDC position of the piston (Fig.1). On the loaded diagram of pressure the site of clean compression before the beginning of combustion is allocated. Factors of non-linear mathematical model of a curve dP/dFi are calculated by means of minimization method Powel M.J.D .The error of the program does not exceed $\pm 0.5^\circ$ crankshaft angle.

2. Fuel timing and gas timing as well as estimation of technical condition of separate units are determined by means of contact vibrosensor. The example of working process parameter determination is shown on Fig.2. (The indicator diagram A and vibrodiagrams B, C, D, E of S60MC MAN-B&W diesel engine working process)

Reference points on diagrams:

1. Point on the indicator diagram corresponds to a moment of the beginning of fuel self-ignition.
2. Geometrical advance angle of fuel feed by HPFP (a plunger is beginning to close the cut-off port).
3. Fuel feed cut off (the low edge of HPFP plunger is starting to open the cut-ff port).
4. Rising of injector circulation valve and termination of fuel circulation ($P \approx 1.0 \text{MPa}$).

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

*Сторожев Валентин Павлович Одесский национальный морской университет Украина
65029 г. Одесса, ул. Мечникова 34*

Тел. 8-0482-34-49-63 E-mail: roman@osmu.odessa.ua

На современных судах в качестве силовых установок применяются малооборотные двигатели типов ДКРН, Зульцер и МАН. Это двигатели двухтактные, реверсивные, крейцкопфные с наддувом, каждый из них имеет ряд модификаций. Эти двигатели включают различные узлы и детали, перечень их достаточно велик. Но есть из них наиболее ответственные, которые были выбраны нами в качестве объектов исследования. Это вызвано тем, что 85 % отказов двигателя приходится на детали подвижных соединений, работающих в условиях трения. В главном двигателе это детали цилиндропоршневой группы: поршни, втулки цилиндров, крышки цилиндров и клапаны. По литературным источникам отказы в эксплуатации деталей цилиндропоршневой группы двигателей составляют значительную долю от общего отказа деталей двигателя. Если учесть, что восстановительные и ремонтные работы по головкам поршней, втулкам цилиндров и крышкам достаточно трудоемки и дорогостоящие, то вполне очевидно, что повышению их долговечности следует уделять значительное внимание. Для нормальной работы детали цилиндропоршневой группы двигателя должны находиться в работоспособном состоянии, а их функционирование должно быть взаимосвязано между собой. В период эксплуатации судна должна быть обеспечена его безопасность плавания, сохранность человеческой жизни на море и надежная перевозка грузов. Этого всего можно достичь при надежной работе отдельных деталей, узлов и машины в целом. Одним из важных свойств надежности является долговечность деталей, т. е. свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта. Долговечность деталей закладывается при их проектировании, обеспечивается при изготовлении и поддерживается при эксплуатации.

Долговечность полученных результатов исследований базировалась на необходимом количестве лабораторных и эксплуатационных наблюдений и измерений с применением проведенных метрологических средств с обработкой достаточных

статистических данных по деталям цилиндропоршневой группы двигателя.

Повреждение деталей цилиндропоршневой группы двигателя является случайным процессом в силу неравномерности режимов работы и условий эксплуатации. Поэтому для оценки и прогнозирования долговечности деталей цилиндропоршневой группы двигателя применялись методы математической статистики. Важным моментом при использовании выборочного метода является обоснование объема выборки из генеральной совокупности. Обычно считают, что если объем выборки больше 30, то среднее значение совокупности измерений достаточно хорошо приближается к его истинному значению.

При этом основными показателями долговечности деталей цилиндропоршневой группы двигателя являются:

- наработка на отказ – вероятность того, что в пределах заданной наработки отказа объекта не возникнет;
- средняя наработка на отказ – математическое ожидание случайной наработки до первого отказа;
- среднее время восстановления – математическое ожидание случайной продолжительности восстановления работоспособности.

Для расчета и прогнозирования перечисленных показателей нами определены законы распределения времени до наступления отказов и времени восстановления отказавших объектов, а также оценены их числовые характеристики по статистическим данным.

Все работы проводились нами на конкретных судовых деталях. Исследованы результаты наблюдений 124 крышек цилиндров, 152 головок поршней и 123 втулок цилиндров. Характерными дефектами этих деталей являются износ, трещины, коррозионное разрушение, нагар. Для каждой из этих деталей имеются доминирующие дефекты. Так для крышек цилиндров это трещины (до 40 %), для втулок цилиндров трещины (до 60 %), для головок поршней износ (до 70 %). Для деталей цилиндропоршневой группы по основным видам отказов построены диаграммы Парето. Они дают наглядное представление о количестве деталей цилиндропоршневой группы, вышедших из строя из-за развития определенных повреждений.

На основе личных измерений и наблюдений, данных судовых и заводских документов, а также анализа литературных источников собран большой статический материал, позволивший провести ранжирование основных причин, влияющих на безотказность деталей цилиндропоршневой группы. Дифференцирован вклад этих повреждений в общем количестве отказавших деталей, рассчитана

интенсивность отказов. Статистические данные показывают, что среднее время безотказной работы головок поршней по отношению к крышкам цилиндров в 2-3 раза меньше по причинам износа и в 2,5-3,5 раза – по причинам трещин для всех трех типов рассматриваемых двигателей. Поэтому нами было обращено, в первую очередь, внимание на повышение долговечности таких дорогостоящих деталей, как головки поршней. Нами обоснован и произведен выбор рациональных технологий восстановления размеров и повышения долговечности головок поршней. Это нашло отражение в разработках и утверждении соответствующих руководящих документов.

Предложена также разработанная нами установка для повышения износостойкости канавок под поршневые кольца головок поршней путем использования высокоскоростного знакопеременного трения скольжения.

Предложенные прогрессивные технологии восстановления деталей цилиндропоршневой группы двигателя значительно повышают их долговечность, что подтверждается эксплуатационными наблюдениями.

На основании проведенных нами многочисленных статистических исследований мы можем прогнозировать долговечность деталей цилиндропоршневой группы двигателя, что дает возможность заблаговременно обеспечивать поставку запчастей, экономить финансовые и трудовые ресурсы.

Силин Р.И.	
Научно-технические, экономические и правовые аспекты повышения качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов.....	5
Дилигенский Н. В., Ефимов А. П.	
Модельный анализ жизненных циклов общесистемных показателей качества технических систем и технологических процессов.....	7
Копей Б.В., Бобошко Ю.О., Костів В.В., Міщук Т.В.	
Оцінка надійності та вибір стратегії технічного обслуговування газотокомпресорів МК-8М на основі аналізу АВС.....	10
Жуковицкий И.В.	
Повышение качества управления замедлителями тормозной позиции сортировочной горки.....	15
Renata Dwornicka	
Metodyka algorytmu symulacji komputerowej inteligentnych planow doświadczeń.....	19
Jacek Pietraszek	
The criterion of homogeneity for space filling experimental design.....	24
Копей Б.В., Стефанишин О.І., Данилюк М.О.	
Підвищення якості ремонту редукторів штангових свердловинних насосних установок.....	28
Николаев В.А., Штриков Б.Л.	
Обеспечение качества сборки прецизионных соединений на основе принципов интеллектуального управления.....	34
Чижик Е.Ф., Алексеев В.Н.	
Повышение производительности и технологических показателей процесса измельчения в барабанных мельницах.....	38
Богорощ А.Т., Воронов С.А., Ройзман В.П., Вишняков Н.Е.	
Диагностика дефектов в приборах микро-и нанoeлектроники....	42
Hayman G., Steinzig M., Palevicius A., Bubulis A., R. Bansevicius	
Holographic prisma system for analysis of mechatronics systems.....	47
Горошко А.В., Бубулис А., Богорощ А.Т., Ройзман В.П.	
Особенности акустико-эмиссионной диагностики дефектов в печатных платах РЭА.....	53
Жебелис Ф.К., Йонушас Р.А.	
Особенности контроля состояния шарикоподшипниковых	

опор методом ударных импульсов.....	57
Сокол В.М.	
Измерение первичных параметров в диагностике роторных систем.....	61
Ostrovsky E., Sirota L.	
Adaptive optimal measurements in the technical diagnostics, reliability theory and information theory.....	66
Килимник А. М.	
Некоторые проблемы диагностирования оборудования, сосудов, трубопроводов.....	69
Royzman V.P., Kovtun I.I., Petrashchuk S.A.	
Application of acoustic emission for non-destructive diagnosing details of machine.....	72
Маггеррамова Л.А., Мельникова Г.В.	
Применение биметаллических турбинных блисков из современных гранулируемых и литейных никелевых суперсплавов для повышения надежности и долговечности газовых турбин.....	78
Локощенко А.М.	
Новые методы моделирования влияния агрессивных сред на ползучесть и длительную прочность металлов.....	82
Лившиц М. Ю., Деревянов М.Ю.	
Обеспечение надежности изделий путем системной оптимизации поверхностного упрочнения деталей.....	88
Кононова О.В.	
Расчет прочности моторной тележки дизель-поезда.....	93
Бойко А.Ф., Кононова О.В.	
Надежность в эксплуатации лежневых опор вагона цистерны.....	95
Калашников В.В., Ненашев М.В., Деморецкий Д.А. Макейкин И.В., Тимохин И.С.	
Повышение износостойкости буровых долот при использовании детонационного метода нанесения покрытий...	99
Калашников В.В., Деморецкий Д.А., Ненашев М.В., Ахполов Е.А.	
Влияние конденсированных активных добавок в процессе детонационного нанесения покрытий на их адгезионную способность.....	102
Мартинюк Т. А., Мартинюк Р.Т.	
Шляхи покращення надійності магістральних трубопроводів...	105
Копей Б.В. Копей В.Б. Савула С.Ф. Михайлюк В.В.	

Використання скінченно-елементного методу для аналізу різьб насосно-компресорних труб.....	107
Франчук В.П., Федоскин В.А., Коваленко О.А.	
Динамика вибрационной щековой дробилки с внешним упругим синхронизатором.....	111
Piotr Duda, Artur Cebula	
Optimization of thick walled pressure element operation.....	117
Гораль Л.Т.	
Вплив надійності ГПА на економічні показники діяльності системи підземного зберігання газу.....	121
Николаев В.А., Штриков Б.Л.	
Обеспечение качества сборки прецизионных соединений на основе принципов интеллектуального управления.....	124
Синчак В.П.	
Податкове регулювання технологічних процесів в агропромисловому комплексі України.....	129
Романова В.В.	
Організаційно-економічний механізм підвищення ефективності використання нових технологій в промисловому виробництві.....	132
Когут О.В.	
Роль аудиту охорони праці в підвищенні надійності технічних систем.....	136
Журик Ю.В.	
Збереження комерційної таємниці як один з шляхів забезпечення надійності технологічних систем та процесів....	139
Домбровський С.Ф.	
Проблеми правового регулювання паювання технічних засобів та іншого майна в аграрному секторі економіки України.....	143
Щепанський Е.В.	
Інноваційні форми розвитку науково-технічних систем.....	147
Бороненко В.	
Создание кластеров предприятий как организационный способ повышения качества технологических процессов в промышленности.....	151
Кравчук О.А.	
Про математичну модель потоку рідини в афінному просторі A_4	157
Ройзман В.П., Ткачук В.П., Драч І.В., Барздайтис В.	

Експериментальні дослідження процесу автоматичного балансування роторів з горизонтальною віссю обертання.....	159
R. Didziokas, V. Barzdaitis, M. Bogdevičius, P. Mazeika	
Rotor's flexible coupling failure diagnostics.....	165
Ройзман В.П. Чоловський Р.Г. Петрашук С.А.	
Деякі проблеми переходу ВНЗ України на кредитно-трансферну систему навчання.....	172
Радкевич М.М., Радкевич Т.М.	
Технология программной механико-термической обработки конструкционных сталей.....	177
Ушаков Е.П.	
Синтез адаптивних систем керування нелінійними процесами харчових виробництв.....	184
Шамарин А.Ю.	
Повышения надежности гидроакустических систем.....	188
Vytautas Barzdaitis, Kestutis Fabijonas Zebelys	
Diagnostics of Rotating System with Journal and Antifriction Bearings.....	191
Roman Varbanets	
Effective and Reliable Operation of Marine Diesel by Working Process Monitoring.....	197
Сторожев В. П.	
Повышение долговечности ответственных деталей судовых Малооборотных двигателей.....	200