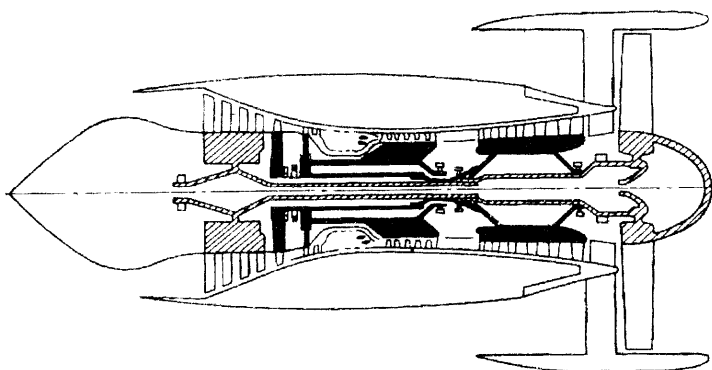


**PROCEEDINGS
INTERNATIONAL CONFERENCE ON
THE IMPROVEMENT OF THE QUALITY,
RELIABILITY AND LONG USAGE OF
TECHNICAL SYSTEMS AND
TECHNOLOGICAL PROCESSES**

*December 4-11, 2005
Sharm el Sheikh, Egypt*



**СБОРНИК ТРУДОВ
МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ
КОНФЕРЕНЦИИ**

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

*4 – 11 декабря 2005 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 IFToMM)**

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

INTERNATIONAL CONFERENCE

*December 4-11, 2005
Sharm el Sheikh, Egypt*

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

**СБОРНИК ТРУДОВ МЕЖДУНАРОДНОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ**

*4 – 11 декабря 2005 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, 4 – 11 декабря 2005 г. – Хмельницкий: ХНУ, 2005. – 129 с.

В сборник включены материалы международной конференции «Повышение качества, надежности и долговечности технических систем и технологических процессов», проведенной в Египте в декабре 2005 г. в г. Шарм-ель-Шейх.

Рассмотрены проблемы надежности технических систем, освещены вопросы повышения качества надежности техпроцессов, представлены материалы по контролю и диагностике технических систем и технологических процессов, исследованию нелинейных эффектов, колебаний и устойчивости турбоагрегатов, проанализированы колебания роторных систем и их демпфирование; рассмотрены специальные задачи колебаний, а также новые измерительные системы.

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

Редакционная коллегия:

Бубулис А. д.т.н. (Литва),
Силин Р.И., д.т.н. (Украина),
Берник П.С., 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 ИФТОММ. Протокол №6 от 22 ноября 2005 г.

УДК 62–192

ББК 34.41

© Авторы статей, 2012

© ХНУ, оригинал-макет, 2012

УВАЖАЕМЫЕ УЧАСТНИКИ КОНФЕРЕНЦИИ !

Мы рады снова приветствовать старых и новых друзей из различных стран мира на этой гостеприимной земле древнего Египта и теплого Красного моря в прекрасном Шарм эль Шейхе.

Конференция этого года имеет девиз «Качество и надежность 2005» и собрала специалистов из самых различных отраслей народного хозяйства.

К сожалению, рост стоимости топлива привел к увеличению расходов на организацию конференции, и это не позволило ряду специалистов из стран СНГ прилететь в Шарм эль Шейх и присоединиться к нам.

Но сегодня мы рады приветствовать новых ученых из Израиля, Иордании, Литвы, Украины.

Цель настоящей конференции состоит в том, чтобы обсудить актуальные вопросы повышения качества, надежности и долговечности самых различных технических систем и технологических процессов, закрепить научное сотрудничество ученых стран СНГ, расширить его за рамки СНГ и объединить усилия ученых различных стран мира на решении актуальных проблем народного хозяйства.

Конференция задумана как открытый для ученых и инженеров всех стран форум, призванный скоординировать и объединить усилия специалистов независимо от политических процессов, происходящих в мире и отдельных странах.

В этом сборнике кратко представлены доклады участников конференции. Они без правок опубликованы в таком виде, в каком были представлены авторами.

Рассмотрены проблемы надежности технических систем, освещены вопросы повышения качества надежности техпроцессов, представлены материалы по контролю и диагностике технических систем и технологических процессов, исследованию нелинейных эффектов, колебаний и устойчивости турбоагрегатов, проанализированы колебания роторных систем и их демпфирование; рассмотрены специальные задачи колебаний, а также новые измерительные системы.

При желании авторов расширенные статьи по материалам докладов могут быть опубликованы в одном из выпусков журнала «Вісник Хмельницького національного університету».

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

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

Добро пожаловать, дорогие друзья в Шарм эль Шейх!

Сопредседатели:



д.т.н., проф.
Силин Р.И.

Президент Национального
Совета Украины
по Машиноведению



д.н.т., проф.
Ройзман В.П.

Председатель Хмельницкой
областной организации Союза
научных и инженерных
объединений

г. Шарм эль Шейх, декабрь 2005г.

ДЕТЕКТОРЫ НАДЕЖНОСТИ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

*Богорош Александр Терентьевич, Национальный технический
университет Украины "Киевский политехнический институт",
(044) 246 39 23, o_bogorosh@mon.gov.ua*

Об актуальности исследований в области управляемого синтеза поликомпонентных технологических информационных систем от воздействия внешних физических полей свидетельствует доклад вице-президента США «Наука в национальных интересах» [1], где большое внимание уделяется миграции атомных кластеров, изменяющих свойства веществ. Ранние исследования уединенных атомов при образовании и росте кристаллов показали, что они обладают также свойствами информационных систем [2]. В дальнейшем, используя теорию волновой (когерентной) кристаллизации поликомпонентных массивов на основе систематизированной информации по влиянию внешних физико-химических воздействий на кинетику необратимых процессов - создано новое научное направление - физико-химическая (или технологическая) информатика (ФХТИ) [3].

Исследования выполнены в области кинетики волновой нуклеации и кристаллизации поликомпонентных отложений, прогнозирования (диагностики) их физико-химических свойств, фазового состава в процессе управляемого синтеза веществ из сложных гетерогенных систем при внешних физических воздействиях на среды (вдув газовых смесей, импульсного ультразвука, инфразвука, магнитного поля, электрического, плазменного и др.), полиморфизма, миграции кластерных систем и их использование как детекторов технологической информации (далее – ТД).

Именно выявление внешнего физико-химического воздействия на фазовый состав поликристаллических ТД в реальных условиях производства являлись центральным направлением исследований.

Экспериментальная часть проводилась на действующем оборудовании в заводских условиях, а исследования образцов ТД осуществляли методами кристаллографии и макрокинетики в научных лабораториях институтов НАН Украины: электросварки им. Е.О.Патона, технической теплофизики, геохимии и физики минералов, коллоидной химии и химии воды, а также в Московском госуниверситете им. М.В.Ломоносова и Институте кристаллографии им. А.В.Шубникова РАН.

Изучен химический состав растворов (рН 5...12,9) и поликристаллической фазы на входе и на выходе из теплообменных

контуров одно- и двухфазного потоков. Установлено, что формы течения существенно влияют на толщину, пористость, микротвердость и теплопроводность ТД, а линейная скорость их прироста S_n увеличивается пропорционально перепаду давлений, имеет устойчивую область $0,01 \leq S_n \leq 0,06$ и зависит от концентрации солей жесткости в растворе. Химико-аналитические результаты исследований состава ТД контролировали комплексными физическими методами (колориметрия, полярография, адсорбционная фотометрия пламени, дифференциально-термографический анализ, рентгенография, ИК- и УФ-спектрофотометрия) и в зависимости от различных режимных факторов расшифрованы и систематизированы качественно и количественно. Для изучения распределения фаз в ТД и механизма крепления кристаллов на поверхности использованы методы определения микротвердости образцов, растровая электронная микроскопия (JSM-U3) и камера типа «Гондольфи» на кристаллографическом комплексе японской фирмы «SYNTEX» в МГУ.

Микроисследования показали, что многие свойства твердых тел обусловлены нарушениями идеальной структуры кристаллов в виде дефектов решетки (дислокации), когда ядра находятся в основном состоянии, а электроны и дырки в возбужденном, что приводит к существованию в кристалле свободных электронов и дырок или их локализации на нарушениях решетки. Наличие таких дефектов влияет на многие свойства кристалла и обуславливает появление новых свойств, не присущих ненарушенным кристаллам. Вакансии, внедренные атомные кластеры и ионы, дислокации сильно изменяют физические свойства кристаллов. Общая теория решетки пока не учитывает эти влияния. Дислокации могут служить не только источниками точечных дефектов, влияя на их равновесную концентрацию в данной точке и на образование центров в кристаллах, то есть могут быть дополнительными источниками информации.

Пользуясь систематизированными опытными данными, описывающими физические свойства кристаллов с помощью волновых явлений и энергии решетки, удастся с высокой точностью предсказать в каком направлении будут изменяться многие свойства ТД. В тоже время по изменениям фазового и химического состава ТД можно выявлять, какие внешние физические воздействия оказывались на технологическое оборудование, а выявление энергии взаимодействия между частицами твердого тела ТД, которая свидетельствует об облучении и росте энергии при увеличении

энергии решетки. В конечном итоге такое внешнее физико-химическое воздействие на ТД сопровождается вторичной эмиссией, которая успешно расшифровывается рентгеноспектрометрическими методами с использованием специального инструментария или математического моделирования [3].

Прикладную направленность имеют также такие результаты: при газожидкостном подогреве кристаллы ТД крупнее и растут преимущественно в виде арагонитовых игл с ориентацией перпендикулярно к ядру потока, что улучшает теплофизические свойства ТД. Кроме того, выявлено, что, например, при пузырьковой форме течения технологических растворов через подогреватель, его теплообменная поверхность покрывается фосфатно-сидеритной пленкой, что не только уменьшает коррозионное разрушение оборудования, но и создаются условия для зарождения и роста игольчатых монокристаллов арагонитовой природы, обладающих микротвердостью до 1000 мН/м^2 по кристаллографической оси «с», длиной до $0,6 \text{ мм}$ и сечением $200 \dots 700 \text{ А}$. Такие арагонитовые иглы за счет силы роста по оси «с» разрушают технологические отложения в процессе работы оборудования, улучшая его теплофизические характеристики и повышая надежность его эксплуатации.

Установленный парагенезис ТД (закономерные сочетания) минералов: арагонит, кальцит, ксонотлит, серпентит, гидралгиллит, каолинит, пирофиллит, гипс, натролит, кальциевый оксалат и др. в зависимости от режимных факторов (температуры, скорости, газосодержания или форм течения) с их количественной характеристикой являются основой для волновой дешифровки объектов на расстоянии с помощью синтезированных и природных ТД.

Исследования ТД на микроуровне выявили закономерности и природу волновых процессов при зарождении и росте кристаллов из сложных растворов, формирование приповерхностных слоев на растущих гранях с миграцией примесных кластеров, морфологические изменения в пористых поликристаллических массивах и неустойчивость процесса при управлении свойствами веществ внешними физическими воздействиями с учетом некоторых электрических, магнитных, спектральных и других природных особенностей кристаллов. Эти данные позволили разработать принципы прогнозирования фазового состава, свойств ТД, методы и технологии управляемого синтеза с накоплением микроэлементов и радионуклидов.

Данные исследований облегчают конструктивные решения при создании диагностических приборов для неразрушающего контроля, определения толщины отложений в любых труднодоступных узлах оборудования различного назначения.

Машинный контроль и прогноз свойств ТД в условиях производства позволяют в автоматическом режиме вести технологические процессы, обеспечивая энерго- и ресурсосбережение, интенсификацию тепло- и массообмена.

Моделирование леннард-джонсовской системы позволяет выявить динамику и механизм появления в ТД неоднородностей (дефектов, пор, ручейков, контуры скрытых объектов и др.) в расчетных ячейках из сотен частиц, а также "всплески" атомной шероховатости от волновых явлений. Графопостроение и машинная количественная оценка толщины приповерхностных слоев ТД от различных физических воздействий позволяет "следить" за миграцией кластеров на гранях синтезируемых ТД, что способствует дешифровке скрытых объектов на расстоянии с помощью вторичной эмиссии отраженной волны от направленного лазерного пучка.

Особое место в исследованиях занимают углеродные кластеры, т.к. углерод является основным элементом структуры живой материи. Открытие в последние годы многообразия форм углерода (фуллерены, гиперфуллерены, нанотрубы, иглы и т.п.) заставляет пересмотреть представления о фундаментальных процессах, происходящих с участием углерода и других элементов, которые в природе при различных физических воздействиях накапливают огромное количество информации, меняя при этом фазовый состав и физические свойства.

Качественные и количественные характеристики ТД, а также топографические карты миграции атомных кластеров от бериллия до урана определяли путем сравнения исследуемого ТД с эталонными монокристаллами рентгеноспектрометра.

Следы дислокаций и кинетических слоев роста кристаллов в зависимости от физического воздействия разной природы позволяют накапливать информацию, которая в виде шаблона может быть использована для воссоздания условий синтеза аналогичного ТД поликристалла. Поэтому использование ТД в качестве приемника позволяет "увидеть" скрытые (замаскированные) объекты.

Все полученные пленки ТД имеют параметры защитных покрытий на считывающих головках магнитных носителей информации и могут быть конкурентоспособны на мировом рынке.

Быстродействующие ЭВМ позволяют на основе системных данных и ТД оперативно составлять шаблон-макеты объектов, поддающихся в последующем дешифровке на расстоянии.

Исследования позволяют на основе диагностических свойств веществ создавать надежные автоматизированные технологические системы, где в качестве управляющих ТД – шаблонов используются поликристаллические отложения реального производства. Это облегчает решение ряда прикладных задач, в т.ч. по надежности и интенсификации технологических процессов, энерго- и ресурсосбережению, дешифровке скрытых объектов и мн.др. Систематизированные данные в зависимости от режимных факторов и внешних воздействий позволяют с помощью ТД вести технологические процессы в автоматическом режиме, а также выявлять причины аварий.

Для ряда производств и нужд обороны разработаны способы и устройства, позволяющие оптимизировать их эксплуатацию в реальных условиях, интенсифицировать теплообмен, дистанционно и непрерывно производить измерения с точностью до 0,1 мм, эффективно выбирать время остановки оборудования для очистки, определять заранее её длительность, а также контролировать скрытую коррозию, окраску, смазку, загрязнения орудийных стволов и др. Разработаны также способы для разрушения и саморазрушения отложений на основе управляемого синтеза, которые испытаны на объектах обороны, морского флота, машиностроения [4] и многих гражданских предприятиях. Способ позволяет также получать прочные теплозвукоизоляционные покрытия на поверхностях сложной конфигурации без применения ручного труда, что важно для термоизоляции ракет.

Список литературы: ¹Executive Office of the President, Office of Science and Technology Policy - W.: 2001. P.5. ²Богорощ О. Фізико-хімічна інформатика: Народження нового наукового напрямку //Вісн.НАН України, 1999, №10, С.15-19. ³Богорощ А.Т. Закономерности неустойчивости процесса кристаллизации при управлении внешними воздействиями на свойства веществ //Доповіді НАН України, 2000, №3 , С.71-77. ⁴Bogorosh A.T. Dynamics of rotor systems and vibration //III International conference, 12-19 December, Hurghada, Egypt, 2004. pp. 46-47.

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И КАЧЕСТВА ЭКСПЛУАТАЦИИ ДОЖИМНЫХ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ ГАЗОКОНДЕНСАТНЫХ МЕСТОРОЖДЕНИЙ

Бобошко Юрий Александрович

*ДК “Укргаздобыча”, 04053, ул. Кудрявская, 26/28, Киев, Украина,
тел. 212-24-12, mailto: boboshko@gasdob.com.ua*

Бойко Михаил Васильевич

*Филиал «УкрНИИГаз» ДП «Науканафтогаз», 61125, Красношкільна наб., 20, Харьков,
Украина, тел. 20-02-89.*

Дожимные компрессорные станции (ДКС) в газовой промышленности используются для сжатия природного газа, поступающего из газоконденсатных месторождений (ГКМ) и установок комплексной подготовки газа (УКПГ), до давлений, которые необходимы для подачи газа в газопроводы и газоперерабатывающие заводы. Особенности эксплуатации ДКС заключаются в том, что в процессе разработки месторождений давление газа на входе ДКС постепенно падает, а после полного истощения месторождения эксплуатация компрессорной станции прекращается. Поэтому на определенных стадиях разработки ГКМ на ДКС проводят реконструкцию либо модернизацию компрессорных установок с целью обеспечения соответствия их технических характеристик условиям эксплуатации. Надежность и качество ДКС в значительной мере определяется на каждом из следующих четырех этапов проектирования строительства и эксплуатации.

Первый этап связан с определением основных технических характеристик ДКС в зависимости от характеристик ГКМ. На этом же этапе следует определять и оптимальные сроки проведения реконструкции ДКС в зависимости от стадий разработки ГКМ и падением давления газа.

На втором этапе определяются конкретные типы устанавливаемого компрессорного оборудования. Оборудование выбирается с учетом стоимости и качества компрессорных установок отечественных и зарубежных заводов-изготовителей. Производится комплексное проектирование ДКС включающее проектирование основного и вспомогательного оборудования, а также систем автоматики и управления. При проектировании следует учитывать, что на определенных стадиях разработки ГКР на ДКС будут проводиться работы по реконструкции ДКС.

Третий этап связан со строительством и пуско-наладочными работами. На этом этапе следует обеспечить качество работ в соответствии с действующими нормативными документами и технической документацией.

Четвертый этап связан с обеспечением качества и надежности ДКС в условиях эксплуатации.

Задачи первого этапа по определению основных технических характеристик ДКС, оптимальному проектированию и реконструкции исследованы в работе [1].

В данной статье отражены некоторые работы по повышению надежности и качества эксплуатации ДКС, проводимые в ДК «Укргаздобыча» связанные с перечисленными выше вторым, третьим и четвертым этапами.

Работы второго этапа по проектированию компрессорных станций для ДК «Укргаздобыча» выполняют как правило научно-исследовательские и проектные организации. Тем не менее, специалисты ДК «Укргаздобыча» и газопромысловых управлений (ГПУ) принимают активное участие в выполнении этих работ и контролируют их качество. Производится детальный анализ всего комплекта оборудования станций: компрессорных установок различных типов, насосов, охладителей газа, фильтров, устройств контроля и автоматики, систем подготовки топливного и импульсного газа. Анализируются технико-экономические и экологические характеристики оборудования, а также надежность его эксплуатации на объектах других предприятий. Решается задача эскизного проектирования ДКС, заключающаяся в подборе соответствующего числа и марок компрессоров, обеспечивающих заданный режим работы компрессорных станций на основе технико-экономического обоснования вариантов. Контролируется выбор рациональной поверхности промежуточных теплообменников центробежных компрессоров в условиях эксплуатации на всех стадиях, а также все другие нормы технологического проектирования. В частности, осуществляется контроль проектируемых параметров систем очистки газа перед компрессорными установками, противопомпажной защиты, предотвращения гидратообразования, редуцирования газа, контроля и автоматики, связи и телемеханики, электроосвещения, молниезащиты, защиты от статического электричества, электрохимзащиты, отопления и вентиляции, охранной сигнализации, контроля загазованности, коммерческого измерения расхода технологического и топливного газа, а также газа на собственные нужды. Контролируются характеристики систем отопления, вентиляции, электротехнические

устройства, средства телефонной и диспетчерской связи, а также соответствие зданий и блок-боксов требованиям нормативных документов. Контролируются расчеты шума на рабочих местах и допустимые скорости газа в трубопроводах.

При проектировании ДКС особое внимание уделяется охране окружающей среды. В частности предусматриваются проектные решения, обеспечивающие: нейтрализацию опасных выбросов, сбор продуктов дренажа оборудования, защиту почвы и подземных вод, рекультивацию земель, сохранение ландшафтов, защиту от шума и вибрации.

На третьем этапе связанном со строительством и пусконаладочными работами специалисты ДК «Укргаздобыча» и газопромысловых управлений строго контролируют качество работ в соответствии с действующими нормативными документами и технической документацией. На стадии пусконаладочных работ и опытной эксплуатации научно-исследовательскими организациями осуществляется контроль фактических технико-экономических и экологических параметров работы ДКС.

Особое внимание вопросам обеспечения качества и надежности работы ДКС в ДК «Укргаздобыча» уделяется на четвертом этапе, а именно в условиях эксплуатации. В процессе эксплуатации постоянно производится анализ работы всего эксплуатируемого оборудования ДКС. Осуществляются расчеты оптимальных режимов эксплуатации компрессорных установок. Периодически производятся технические диагностирования по результатам измерения теплотехнических, вибрационных и экологических характеристик. Для газомоторных компрессоров производятся периодически регулирования силовой части.

Для выполнения работ по регулированию и диагностированию газомотокомпрессоров на предприятиях ДК «Укргаздобыча» разработаны стандарты организации Украины [2,3].

Стандарт [2] является инструкцией по регулированию силовой части газомотокомпрессоров 10ГКН в ДК «Укргаздобыча». Инструкция регламентирует периодичность регулирования, применяемые инструменты, приборы и требования безопасности при проведении работ. Порядок выполнения работ по регулированию включает предварительную оценку технического состояния газомотокомпрессоров, регулируемые параметры и последовательность выполнения работ. Регулируются зазоры привода газо-впускных клапанов (ГВК), значения углов опережения зажигания и их стабильность, величина максимальных давлений сгорания в

силовых цилиндрах. Контролируется состояние пары «клапан-седло ГВК. В процессе регулирования предусмотрено выявление и устранение следующих дефектов: чрезмерная подача масла лубрикаторм; износ маслосъемных колец; износ цилиндра и поршня; пропуски рабочих циклов; потеря контакта в высоковольтном проводе зажигания; пробой тиристора; образование нагара в продувочных окнах; нарушения формы каналов и кромок продувочных окон; неправильное регулирование сбросного клапана масла; снижение частоты вращения турбины из-за нагара в сопловом аппарате; загрязнения рабочего колеса компрессора из-за попадания масла. Результаты регулирования оформляются протоколом установленного образца.

Стандарт [3] является регламентом проведения диагностических газомотокомпрессоров типа 10ГКН в ДК «Укргаздобыча». Стандарт [3] регламентирует организационные мероприятия, условия для выполнения и перечень работ по диагностированию. Выполняются работы по вибродиагностированию шатунных подшипников, цилиндро-поршневой группы и турбокомпрессора ТК-30. Производится диагностирование неравномерности нагрузки силовых цилиндров и угла опережения зажигания. Производятся измерения теплотехнических параметров и расчет фактических технико-экономических показателей: мощности, производительности к.п.д. Измеряются и рассчитываются экологические параметры работы газомотокомпрессора: концентрации оксидов азота и углерода, коэффициент избытка воздуха в отработанных газах, расход сухих продуктов сгорания, мощность выброса оксидов азота и углерода. Результаты диагностирования оформляются протоколом установленного образца.

Изложенные в настоящем докладе мероприятия, проводимые в ДК «Укргаздобыча» на стадиях проектирования строительства и эксплуатации позволяют повышать надежность и качество эксплуатации ДКС. Диагностирование и регулирование газомотокомпрессоров в условиях эксплуатации, регламентируемое разработанными по заказу ДК «Укргаздобыча» стандартами обеспечивают своевременное устранение дефектов компрессорного оборудования. Предусматривается расширение нормативной базы диагностирования компрессорного оборудования всех типов в условиях эксплуатации.

Список литературы

1. Бобошко Ю.А. До вибору оптимальних проектів реконструкції дожимних компресорних станцій. // Питання розвитку газової промисловості України Труды УкрНДІгаза. – Харьков –2003. – Вип. XXX. – С xx-xx..
2. Інструкція з регулювання силові частини газомотокомпресорів 10ГКН в ДК «Укргазвидобування». СТП 320.00158764.042-2003 20 с.
3. Регламент проведення дагностировань газомотокомпресорів типу 10ГКН в ДК «Укргазвидобування». СОУ 60.3-30019775-001:2004 37 с.

ПЕРЕЧЕНЬ

действующих нормативных документов по проектированию ГРС.

1. Общесоюзные нормы технологического проектирования. Магистральные трубопроводы. Часть 1. Газопроводы. ОНТП 51-1-85. М., Мингазпром, 1985.
2. СНиП 10-01-94. Система нормативных документов в строительстве. Основные положения. - М.: Минстрой России, 1994.
3. Правила технической эксплуатации магистральных газопроводов. - М.: Недра, 1982.
4. Положение по технической эксплуатации газораспределительных станций магистральных газопроводов. - М.: Недра, 1990.
5. Правила безопасности при эксплуатации магистральных газопроводов. - М.: Недра, 1985.
6. Правила пожарной безопасности в газовой промышленности ППБВ-85. - М.: Недра, 1986.
7. Правила безопасности в газовом хозяйстве. Госгортехнадзор, 1980.
8. Единая система управления охраной труда в газовой промышленности. - М.: Недра, 1986.
9. СНиП 2.05.06-85. Магистральные трубопроводы. - М.: Госстрой СССР, 1985.
10. СНиП 2.01.01-82. Строительная климатология и геофизика. - М.: Госстрой СССР, 1982.
11. СНиП II-12-77. Защита от шума. Нормы проектирования. - М.: Госстрой СССР, 1977.
12. СНиП 3.05.07-85. Системы автоматизации. - М.: Госстрой СССР, 1988.

13. СНиП 2.04.09-84. Пожарная автоматика зданий и сооружений. - М.: Госстрой СССР, 1980.
14. СНиП III-42-80. Правила производства и приемки работ. - М.: Госстрой СССР, 1980.
15. Правила устройства электроустановок. - М.: Энергоатомиздат, 1986.
16. ГОСТ 12.1.012-76. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности. - М.: Изд-во стандартов, 1978.
17. РД 39-2-434-80. Требования к установке стационарных газоанализаторов в производственных помещениях предприятий нефтяной промышленности (ТУ газнефть). Миннефтегазпром, 1980.
18. Правила устройства и безопасной эксплуатации сосудов, работающих под давлением. Госгортехнадзор СССР, 1987.
19. РД 50-213-80. Правила измерения расхода жидкостей и газов стандартными сужающими устройствами. - М.: Изд-во стандартов, 1982.
20. РД 34.21.122-87. Инструкция по устройству молниезащиты зданий и сооружений. - М.: Мингазпром, 1987.
21. ГОСТ 12.4.009-83. Пожарная техника для защиты объектов. Основные виды. Размещение и обслуживание. - М.: Изд-во стандартов, 1983.
22. ГОСТ 17.2.3.02-78. Охрана природы. Атмосфера. Правила установления предельно допустимых выбросов вредных веществ промышленными предприятиями. - М.: Изд-во стандартов, 1978.

МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОБЛЕМЫ ДОЛГОВЕЧНОСТИ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Крыжный Аркадий Владимирович
Национальная академия обороны Украины
03049, Киев-49, Воздухофлотский пр., 28
тел./факс (+38044)526318, E-mail: vas.geovideo@naverex.kiev.ua

Систему эксплуатации сложных технических систем (СТС) принято рассматривать как совокупность режимов (подготовка к применению, применение по назначению, транспортирование, хранение) и мероприятий (техническое обслуживание, ремонт, управление), направленных на обеспечение заданных или требуемых характеристик СТС в каждом из режимов эксплуатации.

В процессе эксплуатации СТС постепенно теряет свои свойства в результате физического (технического) и морального старения при наложении экономических ограничений. Каждый из режимов эксплуатации в той или иной степени оказывает влияние на интенсивность утраты свойств СТС ((физическое или техническое старение); вместе с тем в ходе производства и эксплуатации происходит утрата свойств практически независимо от самих образцов СТС (моральное старение). Оба процесса старения с разной степенью обобщения объединяет один конечный результат – прекращение или нецелесообразность пребывания образцов СТС в эксплуатации. А на смену устаревшему (изношенному полностью или частично, а иногда и относительно недавно изготовленному) приходят образцы более совершенной конструкции. При этом имеет место тенденция к ускорению обновления СТС.

Экономические ограничения, наряду с физическим и моральным старением, также могут являться причиной прекращения (в отдельных случаях - продления) пребывания СТС в эксплуатации.

Следует заметить, что отдельные вопросы теории эксплуатации получили достаточное развитие в теории надежности, теории восстановления и теории массового обслуживания, в технической диагностике и теории управления запасами. В связи с этим существующие в настоящее время работы по эксплуатационной тематике направлены на решение следующих основных задач: оценки технического состояния, управления техническим состоянием (настройка, регулировка, замена, параметрическая коррекция и т. д.), оптимизации обслуживания, прогнозирования поведения систем и другие.

Вместе с тем, вопросы теории (надежности) СТС при эксплуатации не получили еще должного развития и, прежде всего, в плане решения проблемы долговечности СТС.

Произведя декомпозицию проблемы долговечности, выделим основные ее компоненты: техническую долговечность, обусловленную физическим износом; моральную долговечность, обусловленную моральным износом и экономически рациональную долговечность.

Между компонентами существует определенная взаимосвязь и взаимообусловленность, что требует как дифференцированного, так и комплексного рассмотрения проблемы.

Введем определение теории долговечности, как науки о закономерностях изменения процессов деградации (физического и морального старения при наложении экономических ограничений) СТС и методах оценки заданного (потребного, максимально возможного, рационального) срока пребывания в эксплуатации.

Ключевое место в этом определении занимает понятие «долговечность», определяемое нормативно как «свойство объекта сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта».

Вышеприведенные рассуждения позволяют увидеть, что такое определение применимо прежде всего к технической долговечности и не затрачивает процессов морального старения и влияния экономического фактора.

Эти соображения вызвали необходимость формулировки трех названных компонент, которые, на наш взгляд, являться терминологической основой исследования проблемы долговечности СТС.

Техническая долговечность – свойство сохранять работоспособность до наступления предельного состояния, определяемого внутренними эксплуатационно-техническими факторами.

Моральная долговечность – свойство СТС выполнять заданные функции до наступления предельного состояния, определяемого внешними факторами.

Экономически рациональная долговечность – свойство СТС выполнять заданные функции до наступления предельного состояния, определяемого экономическими факторами.

В соответствии с предложенными декомпозицией и терминологией (как необходимой основы исследования проблемы) в дальнейшем в докладе рассматриваются, во-первых, методы

исследования технической долговечности, где акцент делается на методах оценки и прогнозирования технического состояния СТС (в частности, обобщается опыт применения метода группового учета аргументов); во-вторых, методические подходы к исследованию процессов морального старения СТС (в основе исследования – процедуры оценки изменения уровня эффективности применения СТС); в-третьих, методы оценки экономически рациональной долговечности (концентрируется внимание на методике оценки остаточной стоимости систем).

В итоговой части доклада предлагается комплексный подход к исследованию проблем долговечности, заключающийся в совместном рассмотрении с помощью графоаналитических процедур технической, моральной компонент, что позволяет, в отличие от известных подходов, всесторонне исследовать рассматриваемый процесс и выработать научно-обоснованные рекомендации по оценке и прогнозированию значений показателей долговечности СТС.

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА, НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ СОЕДИНЕНИЙ КОНВЕЙЕРНЫХ ЛЕНТ

*Кузьменко В.И. канд. тех. наук, доц., Доброногова В.Ю. аспирант,
Донбасский государственный технический университет,
г. Алчевск, Луганской обл. пр. Ленина, 16
тел. (факс) –2-68-87, E- mail: info @ dmti. edu. ua.*

Актуальность работы. Повышение эффективности эксплуатации ленточных конвейеров может быть достигнуто за счет увеличения надежности и срока службы как конвейера в целом, так и отдельных его элементов, в особенности, резиноканевых лент и их соединений. Стык конвейерной ленты является одним из наиболее ответственных элементов конвейера, определяющих его надежность. Поэтому, повышение прочности и долговечности стыков конвейерных лент с тканевым каркасом является вопросом **актуальным.**

Проблема и ее связь с научными практическими задачами. В настоящее время в практике стыковки конвейерных лент с тканевым каркасом известны технологии соединения механическим способом и вулканизацией. В действующей нормативно – технической документации, например [1], указывается, что механические стыки применяются лишь как временные на лентах малой и средней прочности, в аварийных ситуациях, когда вулканизация затруднена или нецелесообразна по причине пылевого или газового режима работы конвейера, малого срока службы конвейера на одном рабочем месте, частого увеличения или уменьшения длины конвейера, отсутствия необходимых материалов и оборудования. Основными недостатками таких соединений являются: малый срок службы стыков (2-6 месяцев); эксплуатационные расходы на подстыковку и ремонт стыков; значительный расход ленты (не менее 2 м выбрасывается при ремонте одного стыка, что при современном уровне цен на ленту весьма накладно); повышенная динамика при их взаимодействии с элементами конвейера и как результат снижение срока службы и износ обечайки барабанов и роликов; просыпь груза и засорение подконвейерного пространства и т.д. Прочность таких соединений не превышает 50-60% прочности целой ленты. Однако, как показывают результаты опытной эксплуатации наиболее эффективных соединений «Флекско» на шахтах Кузбасса и Воркуты [2] их прочность от прочности целой ленты может достигать 60% - на резиноканевых лентах и 75% - на лентах с цельнотканым каркасом.

Наиболее прочными и долговечными являются соединения, выполненные с использованием технологии холодной или горячей вулканизации. Вместе с тем традиционный подход к стыковке резиноканевых конвейерных лент вулканизацией с использованием известных и широко используемых ступенчатых конструкций стыков нахлестного (Н) и полунахлестного (П) типов, на наш взгляд, исчерпал свои возможности дальнейшего совершенствования, а отдельные существующие технические решения, в том числе и на уровне изобретений, не способны решить проблему создания высокопрочных соединений резиноканевых лент (проведены патентные исследования, проанализировано более 50 авторских свидетельств и патентов на изобретения).

Анализ исследований и публикаций. Принципиально для традиционной технологии стыковки резиноканевых конвейерных лент с использованием ступенчатых конструкций стыков, как показывает анализ публикаций и результатов ранее проведенных исследований напряженно-деформированного состояния вулканизированных соединений [3-5], являются такие основные недостатки: неравномерное распределение касательных напряжений по длине каждой ступени и стыка в целом; концентрация нормальных напряжений в тканевых прокладках, которые прилегают к разрезанным; снижение усталостной прочности стыка в результате действия нормальных («отрывающих») напряжений в связующем слое, появление которых обусловлено жесткостью тканевых прокладок и резиновых обкладок ленты в зоне крайних ступеней стыка при его взаимодействии с барабанами и роликами конвейера; некачественная поверхность ступеней стыка, которая образуется при подготовке ступеней стыка; невозможность качественной обработки бортов ленты в зоне стыка, что не позволяет получить полное соприкосновение соединяемых поверхностей вдоль бортов, особенно это негативно сказывается на прочности и долговечности соединений, выполненных холодной вулканизацией; высокая трудоемкость изготовления стыков, так как основная часть операций при подготовке кромок осуществляется ручным способом; невозможность использования ступенчатых стыков для соединения конвейерных лент с цельнотканым каркасом.

Все эти недостатки сдерживают более широкое применение таких конструкций стыков, при этом прочность соединений составляет 70-75% прочности целой ленты, а их долговечность в 2-3 раза ниже нормативного срока службы ленты.

Постановка задачи. Создание высокопрочных соединений резиноканевых конвейерных лент с прочностью, приближающейся к прочности ленты (95%) и усталостной прочностью, обеспечивающей срок службы стыка, равный сроку службы ленты.

Изложение материала и результаты. Одним из возможных вариантов создания высокопрочных соединений резиноканевых конвейерных лент являются технические решения, которые принципиально отличаются от известных. Комплекс технических решений, изложенных в [6], одно из которых приведено ниже, защищены авторскими свидетельствами и патентами на изобретения. Согласно [7] стыкуемые кромки ленты выполняют в виде чередующихся вдоль ширины ленты выступов и впадин, при этом выступы на двух краях выполняют со срезом боковых граней под углом к поверхности ленты, а в каждой из кромок смежные выступы выполняют со смещением их концов относительно друг друга в одном направлении вдоль длины кромки, затем соединяют кромки, укладывая выступы одной из них во впадины другой, обкладывают место стыка прорезиненной тканью, при этом выступы выполняют со срезанными гранями разной длины, которая уменьшается в направлении от продольной оси ленты к ее бортам, с шириной выступов, которая уменьшается пропорционально их длине, при этом боковые грани центрального выступа и впадины срезают вдоль плоскостей, которые пересекаются в вершине выступа вдоль линии, проекция которой лежит на продольной оси ленты, сборку стыкового соединения производят в направлении от продольной оси ленты к ее бортам.

Анализ комплекса технических решений показывает, что на их базе можно создать принципиально новую конструкцию стыка с более высокими показателями прочности и долговечности по сравнению с известными, которые используются в настоящее время в практике стыковки резиноканевых лент. Этого можно достичь за счет исключения большинства основных недостатков, которые присущи ступенчатым стыкам, а также за счет особенностей предложенной конструкции, основные из которых рассмотрены ниже.

1. Соединение связующего слоя осуществляется с принципиально новой поверхностью, которая представляет собой срез нитей основы и нитей утка, расположенных слоями вдоль толщины каркаса с шагом, который равен толщине тканевых прокладок ленты плюс толщина резиновой прослойки, расположенной между тканевыми прокладками. Проведенные ранее экспериментальные исследования подтвердили тот факт, что в этом случае адгезионная

прочность связующего слоя с тяговым каркасом выше, чем в случае ступенчатых стыков, когда связующий слой соединяется с поверхностью ступеней стыка, образованной переплетением нитей основы и нитей утка.

2. Жесткость соединяемых между собой элементов стыка существенно влияет на распределение напряжений вдоль его длины. В предложенной конструкции изменение относительной жесткости соединяемых между собой выступов вдоль длины стыка L происходит непрерывно, плавно уменьшаясь от кромок до его середины, в то же время у ступенчатого стыка этот параметр изменяется прерывисто от ступени к ступени с максимумом на краях и минимумом к середине, при этом вдоль длины (l_c) каждой ступени и у ее границ это отношение остается величиной постоянной (рис.1).

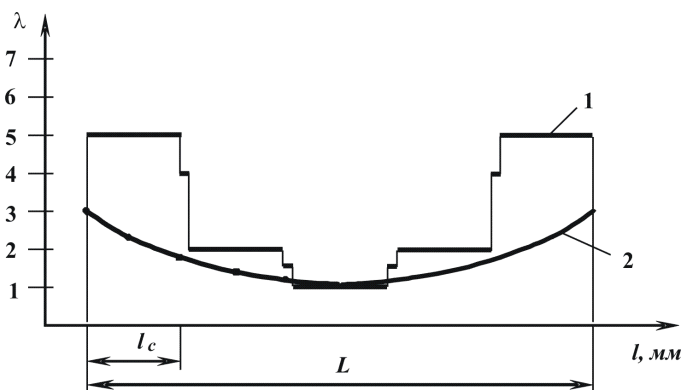


Рис. 1 – Характер изменения относительной жесткости соединяемых элементов ступенчатой (1) и предложенной конструкции (2) стыков вдоль их длины.

3. Как известно, одним из основных параметров, который обеспечивает кратковременную статическую прочность соединения, является площадь склеивания. В ступенчатых соединениях площадь склеивания зависит от ширины ленты и длины стыка. В предложенной конструкции площадь склеивания зависит, кроме указанных выше, еще и от угла заострения выступов (γ), угла среза их боковых граней (α), толщины резиноканевого каркаса (h), количества выступов (z). В качестве примера на рис. 2 приведены результаты расчета удельной площади склеивания ступенчатого (прерывистая линия) и предложенной конструкции (сплошная линия) стыков для ленты шириной 1000 мм, толщиной резиноканевого каркаса $h = 10$ мм,

количеством выступов $z = 20$, для угла среза боковых граней α в пределах $15-75^{\circ}$ с шагом, равным 15° , в зависимости от длины выступов L . Анализ полученных результатов показывает, что в отдельных случаях (при $\alpha = 15^{\circ}$) удельная площадь склеивания предложенной конструкции стыка может превышать аналогичный параметр ступенчатых стыков.

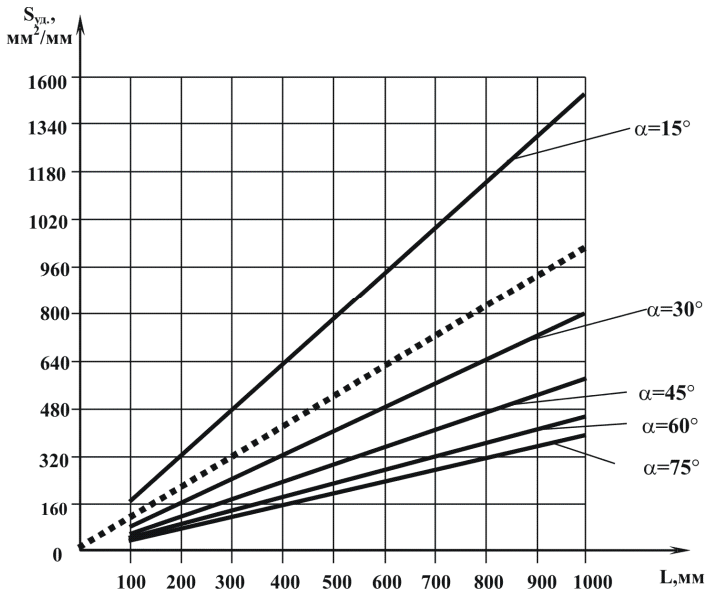


Рис. 2 – Зависимость удельной площади склейки соединяемых между собой элементов от длины стыка

С целью оптимизации геометрических параметров соединений зубчатого типа были проведены исследования [8], в результате которых установлено, что $\gamma_{\text{опт}} = \gamma_{\text{min}}$

$$\alpha_{\text{opt}} = \max \left\{ \arcsin \sqrt{\frac{K^2 + L - K \cdot \sqrt{K^2 - 8}}{2 \cdot (1 + K^2)}}; \alpha_1 \right\}$$

$$b_{\text{opt}} = h \cdot \text{ctg} \alpha_{\text{opt}}$$

$$l_{omm} \cdot i_{omm} = \frac{B - h \operatorname{ctg} \alpha_{omm}}{2 \operatorname{tg} \gamma_{omm}}$$

4. Обработка ступенчатых кромок предложенной конструкции стыка осуществляется с использованием механического устройства, которое обеспечивает высокое качество обработки соединяемых в дальнейшем между собой поверхностей, необходимую точность геометрических параметров стыка и снижает трудоемкость его изготовления.

С целью оценки возможности создания на базе указанных технических решений высокопрочных соединений резинотканевых конвейерных лент были проведены экспериментальные исследования их прочностных характеристик. Исследования проводились на лабораторных образцах шириной 50, 500 и 1000 мм, которые изготавливались с использованием отечественных и импортных стыковочных материалов в лаборатории рудничного транспорта ДонГТУ и на шахтах Луганского региона. При этом образцы изготавливались по традиционной [1] и по усовершенствованной [9] технологиям.

В результате испытаний образцов соединений зубчатого типа при определении их оптимальных параметров (использовался последовательный симплексный метод) для конвейерных лент с тканевым каркасом на основе ткани БКНЛ-65 с количеством прокладок $i=4$ и $i=6$ было установлено, что в первом случае максимальное значение кратковременной статической прочности составило $\sigma_{\text{вс}} = 233,2$ Н/мм, а во втором - $\sigma_{\text{вс}} = 342,8$ Н/мм. При этом фактическая прочность этих лент, установленная при испытаниях стандартных образцов, составила, соответственно, $\sigma_{\text{вл}} = 246,4$ Н/мм и $\sigma_{\text{вл}} = 358,3$ Н/мм. Таким образом, прочность соединений составила относительно прочности целой ленты, соответственно, 94,6% и 95,7%.

Для проверки особенностей предлагаемой конструкции изготовлены образцы зубчатого и ступенчатого соединений, шириной 500 мм. Их испытания на разрушающую нагрузку позволили установить, что среднее значение прочности связи на сдвиг для зубчатого соединения составило $\tau_c = 12,5 \times 10^5$ Па (ленты на основе ткани ТК-100) и $\tau_c = 17,9 \times 10^5$ Па (ленты на основе ткани МК-300), а для ступенчатых соединений, соответственно, $\tau_c = 4 \times 10^5$ Па и $\tau_c = 6,8 \times 10^5$ Па.

Испытания соединений, шириной 1000 мм, выполненных по схеме ступенчатых стыков полунахлестного типа четырехпрокладочной ленты на основе ткани ТК-200 показали, что их

прочность находится в пределах 51,3 – 62,8% прочности целой ленты, при этом разрушение для всех образцов было зафиксировано на входе в стык по тканевому каркасу.

Испытания соединений, шириной 1000 мм, выполненных по схемам ступенчатых стыков (П-типа) и клина (на «ус») показали, что прочность ступенчатого стыка составила 45,8% прочности ленты, а клинового 50,0 – 83,2% прочности целой ленты. При этом, прочность стыков, выполненных по традиционной технологии, составила 50-63,3%, а с использованием усовершенствованной технологии 60,6-83,2 от номинальной прочности целой ленты (четырёхпрокладочная с тканевым каркасом на основе ткани ТЛА-200).

Выводы и направление дальнейших исследований.

Все изложенное выше говорит о том, что новые технические решения могут быть приняты за основу при создании соединений резинотканевых конвейерных лент с более высокими показателями прочности и долговечности по сравнению со ступенчатыми стыками полунахлестного и нахлестного типов, которые используются в практике стыковки в настоящее время. Для этого необходимо в дальнейшем провести теоретические исследования напряженно-деформированного состояния и экспериментальные исследования прочностных характеристик соединений предложенной конструкции для всего спектра эксплуатируемых на ленточных конвейерах резинотканевых лент.

Список источников.

1. Руководство по выбору и эксплуатации конвейерных лент ЗАО «Курскрезинотехника». Под общ. Ред. Ю.А. Михайлова, Ю.А. Кондрашина 2-е изд., перераб. и доп. – М., ЗАО «Курскрезинотехника», НПК «Трансбелт». 2002. – 132 с.

2. Опыт эксплуатации механических соединений «Флекско» для стыковки конвейерных лент на угольных шахтах и промышленных предприятиях России /Ю.А. Кондрашин, А.Н. Комраков, Вальтер Зюльцле и др. – Глюкауф, 2002, № 1(2), С. 43-49.

3. Завгородний Е.Х., Ярцев Ю.П., Кузьменко В.И. Напряженное состояние соединений нахлестного типа многослойных конвейерных лент// Изв. вузов. Горный журнал.-1985.-№1.- С.48-51.

4. Голиков Г.Ф. О надежности стыков конвейерных лент //Горный журнал. –1994.-№8-С.44-45.

5. Кузьменко В.И. Анализ влияния некоторых параметров конвейера и ленты на усталостную прочность ее вулканизированных соединений // Вестник МАНЭБ. – Санкт-Петербург. – 2000.- №2(26).- С. 163-164.

6. Кузьменко В.И. К вопросу повышения эффективности эксплуатации ленточных конвейеров // Подъемно – транспортная техника. – Днепропетровск. – 2004. - №3(11). – С. 13-22.

7. Спосіб з'єднання конвеєрних стрічок. Патент 41552А Україна. Опубл. в БИ 17.09.2001, №8. В.І. Кузьменко, В.Ю. Доброногова.

8. Кузьменко В.И., Подлипенская Л.Е., Доброногова В.Ю. Определение оптимальных параметров соединений зубчатого типа для стыковки резинотканевых конвейерных лент // Сб. Науч. тр. / Донбасский горно-металлург. ин-т, - Алчевск: ДГМИ, 2001. – Вып. 14, с.172-178.

9. Способ подготовки прослоечных элементов для соединения конвейерных лент. А.с. 1290657 ССС МКИ³В29С67/00, Мельников Ю.С., Завгородний Е.Х., Кузьменко В.И. 3691627/23-05; Заявлено 25.11.83; Опубл. Б.И. №6,1987.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАДЕЖНОСТИ СОЕДИНЕНИЯ ПЬЕЗОПРИВОДА С ГИБКИМ ВОЛНОВОДОМ

*Р.Банявичюс, А.Бубулис, В.Юренас
Каунасский технологический университет
Донелайчио 73, Каунас, Литва
тел.+370 37 323884, E-mail albus@ktu.lt*

В настоящее время пьезопривода все шире используются в прецизионной механике а также в узлах современной мехатронике, особенно там, где требуется высокая разрешающая способность как для линейных так и роторных микроперемещений [1,2].

В институте Пьезомеханики Каунасского технологического университета ведутся научно-исследовательские работы по использованию так называемых активных материалов (“smart materials”) для прецизионной механики в различных отраслях, в том числе медицине [3,4].

В статье рассматривается пьезопривод представляющий многоступенчатую электромеханическую структуру передачи колебаний применительно для очистки кровеносных сосудов [3].

Многоступенчатая механическая структура передачи колебаний требует специального подхода для обеспечения качества работы пьезопривода, особенно это касается надежности соединения пьезопривода с гибким волноводом (см.рис. 1). На рис.1 изображена конструкция пьезопривода и его общий вид, представляющая пьезоэлектрический преобразователь состоящий из концентратора механических колебаний 1, согласующего баласта 2, пьезокерамических колец 3, с выводом электродов 4, 5, болтом стяжки 6, соединительным узлом 7, для подключения волновода (провода).

Для экспериментальных исследований надежности тонкопроводного волновода разработан пьезоэлектрический преобразователь с рабочей (резонансной) частотой – 41-+ 0,5кГц и максимальной мощности – 50 Вт. Пьезоэлектрический преобразователь позволяет получить амплитуду продольных колебаний на его торце 8 – 10 мкм , что явно не достаточно для возбуждения в тонкопроводном волноводе ультразвуковых колебаний.

Для успешного выполнения технологических работ необходимо получить амплитуду колебаний в пределах 20 – 40 мкм, которую можно получить при использовании акустических концентраторов (см. рис 2).

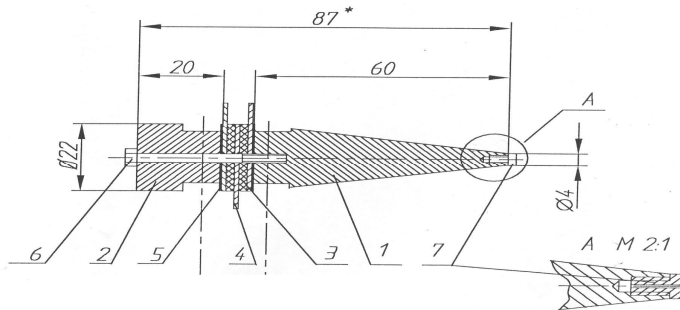


Рис. 1. Конструкция пьезопривода:

1 – концентратор механических колебаний, 2 – согласующий баласт, 3 – пьезокерамические кольца, 4, 5 – выводы электродов, 6 – болт стяжки, 7 – соединительный узел

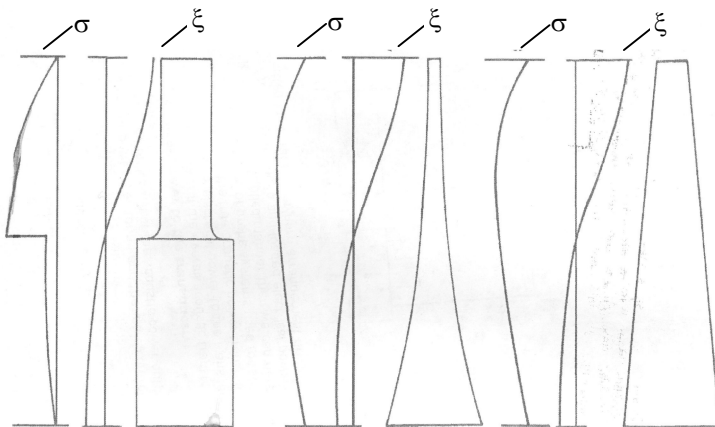


Рис. 2. Формы акустических концентраторов: ξ - амплитуда деформации, σ - механическое напряжение

Такие концентраторы увеличивают амплитуду механических колебаний пьезоэлектрического излучателя на малой площади в несколько раз в зависимости от их геометрической формы (см. рис. 2). Форма акустического концентратора может быть ступенчатой, экспоненциальной или конусной. Наиболее распространены в практике – ступенчатые и экспоненциальные концентраторы, причем для ступенчатого концентратора коэффициент усиления больше, чем для экспоненциального. Расчет и изготовление ступенчатого

концентратора проще, однако имеются следующие недостатки: возможность возникновения боковых колебаний ; чувствительность к нагрузкам, прилагаемым к торцу концентратора ; при больших амплитудах колебаний концентраторы более подвержены разрушению ввиду возникновения значительных механических напряжений в зоне изменения диаметров. Для эффективной передачи концентратором ультразвуковой энергии тонкопроводному волноводу особенно недопустимы боковые колебания торца концентратора. С учетом выше сказанного в исследованиях использован экспоненциальный концентратор изготовленный из материала сталь 45. При соединении тонкопроводного волновода к торцу концентратора должен быть достигнут плотный акустический контакт, что снижает потери в колебательной системе (см.рис. 3).

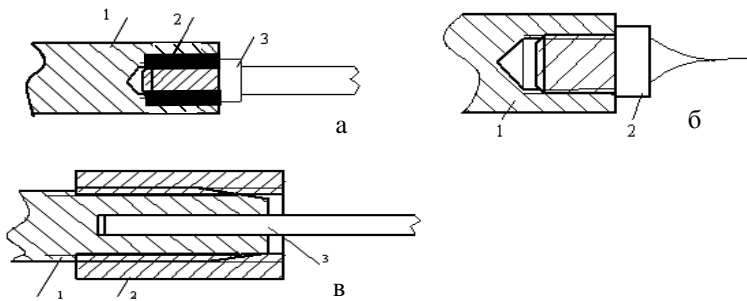


Рис.3. Схемы соединений тонко-проводного волновода к торцу концентратора: 1 – торец концент-ратора; 2 – соединительный элемент; 3 – волновод

Наиболее эффективное соединение – это припаивание провода к торцу концентратора твёрдым припоем (см. рис 3а). Менее эффективные соединения, повышающее потери акустической энергии в колебательной системе, это болтовое соединение к торцу концентратора, при этом провод к болту или припаивается или обжимается в специальной резьбовой втулке (см. рис.3б). Для выше представленных конструкций соединения провода с концентратором нужна специальная технологическая обработка провода – волновода, что снижает универсальность его применения. Соединения провода – волновода через цанговый узел (см.рис.3в), позволяет применять провода разных диаметров и быстро их поменять при случае поломки провода – волновода. Однако при цанговом соединении увеличиваются потери акустической энергии передаваемой проводу -

волноводу, при меньших мощностях происходит поломка провода – волновода в месте выхода его из цанги. На рис.4 представлены результаты исследования надежности работы провода - волновода при разных его параметрах, таких как диаметр провода (см.рис.4а), способа его крепления (см.рис.4б) к торцу концентратора, материала провода. Критерием надежности работы провода – волновода принималось время его работы до поломки у торца концентратора при определенной подаваемой мощности. Также проведены экспериментальные исследования эффективности работы провода – волновода при разных способах его крепления к торцу концентратора, причём критерием эффективности принималось минимальная проводником передаваемая акустическая мощность, при которой на его свободном конце в жидкости создается кавитационное облако.

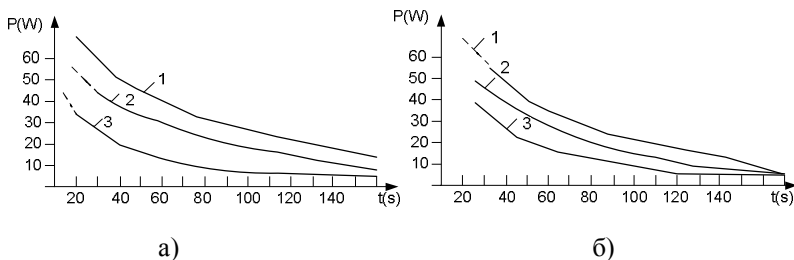


Рис. 4. Зависимости надежности крепления волновода к торцу концентратора: а) от диаметра провода (1 – 0,3 мм, 2 – 0,5 мм, 3 – 0,8 мм) б) от способа крепления (1 – болтовое, 2 – припайвание, 3 – цанговое) при определенной подаваемой мощности

Выводы

Экспериментальные исследования показали, что для передачи тонким проводником - волноводом больших мощностей (подводимая плотность мощности до 10 Вт/мм^2), способных на конце волновода создать технологические колебания в ультразвуковом диапазоне частот, важно: - выполнить качественный акустический контакт в месте концентратор – провод; - провод - волновод изготовить из металла с хорошими акустическими и прочностными характеристиками; - для передачи акустической энергии проводу – волноводу диаметром меньше 0,3 мм, в месте контакта с торцом концентратора, его диаметр должен быть 2-3 раза больше т.е. со стороны крепления к торцу концентратора, диаметр провода равномерно уменьшается в сторону свободного рабочего конца.

Литература

1.Suzuki, Y., Tani, K. Sakuhara, T. Development of new type piezoelectric micromotor –J. Sensor and Actuator, –2000, p.244-248.

2.R. Bansevicius, T. Tolocka. Piezoelectric actuators. The mechatronics handbook –Poca Raton: CRC Press LLC, –2002, Part 20, p.51-62.

3.R. Bansevicius, A. Bubulis, L. Ragulskis. Local supply of drugs by a device with impulse excitation. –J. Ultragarsas. ISSN 1392-2114. –2003, Nr.4(49), p.27-30.

4.Bubulis, V. Jurenas, K. Pilkauskas, F. Angrilli. New design concepts of microvalves for robotic application. –J.Mechanika. ISSN 1392-1207. –2004, Nr.1, p.39-45.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ДОБЫЧИ ИЛОВ

*Франчук Всеволод Петрович, Запара Евгений Семенович, Бондаренко Андрей
Алексеевич, Кухарь Виктор Юрьевич*

*Национальный горный университет, Украина, 49027, Днепропетровск, пр.
Карла Маркса, 19, (0562)474553, franchuk@ntu.org.ua*

Егурнов Александр Иванович

*ГИПРОМАШОБОГАЩЕНИЕ, 49029, Украина, Днепропетровск, ул. Чкалова, 11
(0562)455108, main@ana-tems.com*

Украина имеет значительный научно-технический потенциал и научно-технические разработки по проблемам подводной добычи твердых полезных ископаемых (ТПИ) как с малых (от 0 до 100м), так и с больших глубин (до 6000 м). Кроме собственно подводной добычи ТПИ, специализированные научные, академические и отраслевые организации занимаются исследованиями, конструкторской разработкой и внедрением технологий и оборудования для транспортировки, обогащения и переработки ТПИ с получением экономически выгодных полезных продуктов. Украина имеет соответствующую научную и техническую базу, которая позволяет ей эффективно решать эти наукоемкие и технологически сложные задачи.

Практическим центром научной и технологической проработки вопросов подводной добычи и гидротранспорта ТПИ в Украине является Национальный горный университет (г. Днепропетровск). По тематике ведется подготовка студентов и аспирантов, проводятся лабораторные, натурные исследования, опубликованы многочисленные монографии и статьи, получены десятки патентов.

Вопросами обогащения ТПИ в г. Днепропетровске занимаются институты ГИПРОМАШОБОГАЩЕНИЕ и Институт геотехнической механики им. Н.С. Полякова НАН Украины в тесном сотрудничестве с кафедрой обогащения полезных ископаемых Национального горного университета. Решение проблем металлургического передела ТПИ (например, полиметаллических конкреций) обеспечивает Национальная металлургическая академия Украины. Геологическая разведка подводных месторождений ТПИ может быть выполнена специализированными геологоразведочными предприятиями Украины под научным руководством ОМГОР НАН Украины (г. Киев).

Проектирование специализированных судов под размещение оборудования может быть выполнено ОАТ "ЦКБ "Коралл" (г. Севастополь), а их изготовление осуществлено на судостроительных заводах юга Украины. Изготовление крупногабаритного

технологического добычного, перегрузочного и транспортного оборудования выполняет НКМЗ (г Краматорск) и ОАО "Азовмаш" (г. Мариуполь). Мариуполь является также крупным морским портом с соответствующей инфраструктурой.

Таким образом, в Украине имеются все предпосылки для научного и практического решения сложных задач подводной добычи и переработки ТПИ. Примером, характеризующим научно-технический потенциал Украины в этой области, является выполненный в 2000 г. проект (на уровне ТЭО) оборудования для добычи и транспортировки к месту складирования донных отложений озера Нассер в Египте.

Как известно, сельское хозяйство Египта много тысячелетий существовало на природном органическом удобрении - плодородном аллювии (иле) Нила. После строительства Большой Дамбы Асуанской электростанции весь ил стал оседать на дне озера Нассер, что привело к образованию огромного запаса природного ископаемого, объем которого постоянно увеличивается.

Учеными Египта установлено, что ежегодно в озере Нассер оседает до 135,5 млн. тонн ила, или около 105 млн. кубических метров. Для того чтобы выйти на такую производительность, потребуется строительство семи добывающих комплексов с годовой производительностью по 15 млн.м³ каждый. Учитывая колоссальность всего проекта, на первом этапе было рассмотрено строительство и ввод в эксплуатацию одного добывающего комплекса с годовой производительностью 15 млн.м³ в год.

Комплекса оборудования с годовой производительностью 15 млн.м³ вполне достаточно для начала освоения месторождения. Это позволит также обработать транспортные и грузовые потоки комплекса, определить реальные характеристики всей технологической схемы, выявить узкие места, провести исследования наиболее подходящих участков дальнейших разработок донных отложений. Этот первый этап также позволит подготовиться и постепенно перейти сельскому хозяйству страны на новый качественный уровень. Комплекс производительностью в 15 млн.м³ обеспечит плодородным илом первый этап Тушкинского проекта, что позволит в два раза уменьшить потребление воды для полива и приведет к значительной экономии денежных средств.

Проект был инициирован литовской фирмой "Lokys" и выполнен в кратчайшие сроки. Главным исполнителем проекта был НИПИОкеанмаш. На первом этапе реализации проекта был создан куст контрагентов по направлениям работ. В решении различных

аспектов проекта были задействованы такие специализированные предприятия и организации, как Национальный горный университет (г. Днепропетровск) (научное обеспечение процессов подводной добычи ила, технология отработки месторождения), ОАО "Азов" (г. Мариуполь) (создание грузоподъемного оборудования), ОАО ЦКБ "Коралл" (г. Севастополь) (создание судов и судовых средств), институт "Днепрожелдорстрой" (г. Днепропетровск) (железнодорожный транспорт), НПП "Хартрон – ЮКОМ" (г. Запорожье) (система управления).

Проработаны возможные технологические схемы добычи и транспортировки ила, выбран тип земснаряда – головной добычной машины комплекса, обоснован тип транспорта по воде и по суше, проведены необходимые технологические, конструкторские и экономические расчеты. На их основе принят следующий состав оборудования: 1) многогрейферный земснаряд; 2) отвозное плавсредство; 3) вспомогательное плавсредство; 4) перегружочный кран; 5) средства сухопутного транспортирования по двум вариантам (железнодорожный и конвейерный); 6) эстакада; 7) система управления.

Многогрейферный земснаряд (рис.1) представляет собой **базовое плавсредство** - катамаран, в средней части палубы которого симметрично установлены поперек диаметральной плоскости судна два грузовых портала с консолями. На грузовых направляющих каждого из порталов установлены на роликах две грузовые тележки, оснащенных грейферами. Тип грейферов - двухчелюстной четырехканатный с большим раскрытием челюстей (подгребающий). Между стойками порталов закреплен промежуточный грузовой бункер, выходные отверстия которого обеспечивают подачу материала в грузовые контейнеры **отвозного плавсредства**.



Рис. 1. Многогрейферный земснаряд

Имеется также **вспомогательное плавсредство** (буксир – завозня), которое предназначено для выполнения операций по перемещению (буксировке) многогрейферного земснаряда в пределах озера Нассер, заводке и перекладке якорей многогрейферного земснаряда, выполнению иных вспомогательных операций по обеспечению эксплуатации плавучего комплекса.

В комплекс входит **Перегрузной кран**. Он обеспечивает разгрузку с плавсредств и погрузку грузовых контейнеров и их установку на железнодорожные тележки. Управление работой крана осуществляется в автоматизированном режиме.

Железнодорожный транспорт включает типовые решения по локомотивам, подвижному составу, колее и средствам управления. Принятый тип локомотива – тепловоз марки ТЭЗ. Причина, обусловившая ориентацию на тепловоз – сложности с организацией работы контактной сети в условиях затопливаемой части эстакады.

Система управления технологическим комплексом.

Для выполнения перечисленных задач в состав комплекса включены:

- подсистема управления технологическим процессом добычи и погрузки донных осадков на отвозные плавсредства, размещаемая на многогрейферных земснарядах, с возможностью контроля окончания загрузки контейнеров;
- подсистема управления и контроля системы энергообеспечения технологического процесса на многогрейферном земснаряде;
- подсистема управления позиционированием многогрейферного земснаряда и определения его координат;
- подсистема управления технологическим процессом перегрузки с отвозных плавсредств на технические средства сухопутного транспорта;
- подсистема управления сухопутным транспортом;
- каналы связи;
- диспетчерский пункт управления добычей и транспортировкой по воде;
- диспетчерский пункт управления перегрузкой и транспортировкой на суше;
- пункт планирования работ.

Общая масса вновь создаваемого оборудования достигает 78 тыс. тонн.

Ввод всего комплекса в эксплуатацию предусматривался за 40 ? 46 месяцев.

Поузловое изготовление оборудования выполняется предприятиями Украины. Габариты законченных узлов не превышают допустимых транспортных габаритов, при возможности (целесообразности) габариты и масса узла определяются габаритами и грузоместимостью 20- или 40- футовым морским контейнером. При завершенном характере узла (механизма) проводится его заводские и приемочные испытания на предприятии – изготовителе, далее выполняется его консервация и транспортировка к месту эксплуатации (в виде негабарита или в контейнерах).

Транспортировка к месту монтажа осуществляется следующим образом:

- железнодорожным транспортом по Украине до портов Мариуполь, Николаев, Херсон или Одесса (при изготовлении оборудования предприятиями других городов);
- погрузка в указанных портах на морские суда;
- транспортировка морским путем от указанных портов через Черное, Средиземное море, Суэцкий канал, Красное море до порта Сафага (задано Заказчиком);
- перегрузка оборудования в порту Сафага на автодорожный транспорт;
- сухопутная транспортировка от порта Сафага до места монтажа (берег озера Нассер);
- разгрузка на месте монтажа.

Монтаж оборудования на месте осуществляет специализированная монтажная организация. По предварительным оценкам, для монтажа потребуются два крана грузоподъемностью по 100 т каждый, увеличение существующей монтажной площадки в два раза по площади, строительство стапеля для монтажа судов.

Предварительные технико–экономические оценки подтвердили возможность разработки и доставки к месту переработки 15 млн.м³ в год донных отложений озера Нассер (Египет) комплексом оборудования, состоящего из трех многорейферных земснарядов, 18 отвозных плавсредств, двух вспомогательных плавсредств, сдвоенного четырехтележечного перегружного крана, железнодорожных или конвейерных средств транспортирования по суше.

Удельные затраты на добычу и доставку к месту разгрузки железнодорожным транспортом 1м³ донных отложений составляют 1,682 доллара США при сроке окупаемости проекта 15 месяцев.

Таким образом, Украина готова решать сложные научно-технические задачи по подводной добыче ГПИ и доводить их до практического завершения.

РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И ОПЫТ ВНЕДРЕНИЯ МЕЛКОЯЧЕЙСТЫХ РЕЗИНОВЫХ СИТ

Анциферов Александр Владимирович

*Национальный горный университет, Украина, 49027, Днепропетровск, пр.
Карла Маркса, 19, (0562)474553, AntsiferovO@ntu.org.ua*

Егурнов Александр Иванович

*ГИПРОМАШОБОГАЩЕНИЕ, 49029, Украина, Днепропетровск, ул. Чкалова, 11
(0562)455108, main@ana-tems.com*

На вибрационных грохотах в операциях обезвоживания с наилучшей стороны по продолжительности работы и качеству готового продукта показали себя эластичные просеивающие поверхности (ЭП). Они выполняются в виде отдельных перфорированных карт, оребренных для жесткости с внутренней стороны. Живое сечение их составляет 10 – 25 %. Но эффективное использование таких поверхностей сдерживается отсутствием теории и методов расчета их динамических параметров. Для обеспечения эффективной работы ЭП необходимо обеспечить определенный режим её колебаний. Отсюда возникает необходимость определения амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) сита, которая зависит от его конструктивных параметров, свойств материала и усилия предварительного натяжения. Правильный подбор этих величин относительно рабочей частоты колебаний грохота позволит существенно увеличить эффективность использования данного оборудования.

Целью данной работы было создание инженерной методики расчета динамики эластичных сит, ее экспериментальная проверка и внедрение. Задача разработки методики расчета решалась в два этапа.

1. Определение эквивалентной толщины пластины.

Подкрепленную пластину с определенной степенью погрешности можно заменить гладкой эквивалентной толщины h_3 . В зависимости от конструкции крепления карты-сита на грохоте в расчетной схеме можно принимать шарнирное опирание или жесткое защемление по контуру. По аналогии с методом Релея – Ритца, применяемом для определения собственной частоты колебаний пластины, в нашем случае эквивалентную толщину гладкой пластины найдем из условия равенства суммы ее потенциальной и кинетической энергии этим же параметрам пластины с ребрами жесткости. Для этого используем известные выражения теории упругости, но с учетом усилия предварительного натяжения в одном направлении.

При расчетах на прочность в резиновом сите для некоторых типов можно пренебречь рабочей поверхностью, которая представляет собой тонкую перфорированную пленку. В этих случаях можно рассматривать сито в виде сетки, ячейки которой образованы ребрами жесткости. Граничные условия те же и также вдоль оси x действует растягивающее усилие P_x .

Если считать края ребер неподвижными, то при их изгибе возникают горизонтальные реакции в опорах, вызывающие дополнительное растяжение ребер. Эти усилия, называемые цепными, также могут быть учтены в окончательном выражении.

Таким образом получены выражения для определения параметра h_3 для случаев шарнирного опирания и защемления пластины по контуру. Результаты расчетов показаны на рис. 1.

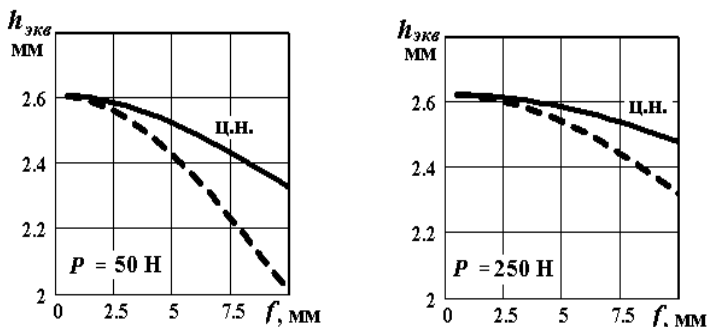


Рис. 1. Зависимость $h_{экв}$ от f и влияние цепных напряжений (ц.н.)

Анализ кривых показывает слабую зависимость эквивалентной толщины пластины от усилия натяжения. Из рисунка видно, что увеличение нагрузки в пять раз повышает h_3 на 11-16% в зависимости от стрелы прогиба f .

Сравнение расположения сплошных и пунктирных линий показывает на существенное влияние цепных усилий (сплошные линии), начиная с некоторого значения параметра f , в нашем примере при $f > 4$. Отметим, что на практике режимы работы резиновых сит и приводят к прогибам в области указанного диапазона.

2. Построение АЧХ вынужденных колебаний гладкой пластины с учетом диссипативных сил по комплексной теории неупругого сопротивления материала.

Динамическую модель эластичной поверхности принимаем в виде тонкой упругой пластины, совершающей гармонические

колебания с конечной амплитудой в несколько толщин (задача в геометрически нелинейной постановке). Учет упругих несовершенств путем введения в уравнения движения коэффициента диссипации γ является обязательным. Задачу решаем методом Бубнова – Галеркина, но с использованием комплексного модуля упругости по теории Сорокина

$$E^* = (u + iv)E, \quad (1)$$

$$\text{где } u = \frac{1 - \gamma^2}{1 + \gamma^2}; \quad v = \frac{4\gamma}{1 + \gamma^2}.$$

Получена следующая зависимость для построения АЧХ пластины

$$v = \sqrt{u(1 + \bar{p}_x) \left(1 + \frac{3}{4}KA^2\right) \pm \sqrt{\left(\frac{q_0}{\omega_0^2 A \rho h^2}\right)^2 - \left[v(1 + \bar{p}_x) \left(1 + \frac{3}{4}KA^2\right)\right]^2}}, \quad (2)$$

где $v = \omega/\omega_0$ – безразмерная частота.

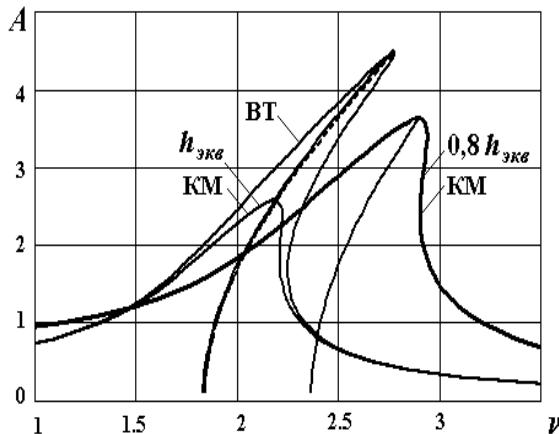


Рис. 2. Влияние на АЧХ усилия натяжения P_x и эквивалентной толщины:
 $q_0=100 \text{ Н/м}^2; \gamma=0,15; P_x=50\text{Н}$

На рис. 2 показаны АЧХ и скелетные кривые, построенные по зависимости (3) и известному выражению из теории вязкого трения (принятые сокращения: ВТ – вязкое трение; КМ – комплексный модуль). Расчеты показали, что учет цепных напряжений при определении эквивалентной толщины дает увеличение этого параметра до 20%. Поэтому важно было выяснить влияние $h_{\text{экв}}$ на расположение АЧХ. Как оказалось, оно значительно и может давать уточнение по амплитуде и частоте до 30% (рис. 2). Анализ графических зависимостей при различных исходных параметрах показывает, что все кривые, соответствующие учету неупругих сопротивлений по комплексному модулю упругости (КМ), в резонансной области расположены ниже кривых, построенных по теории вязкого трения (ВТ). Разница между ними зависит от соотношения других параметров.

Для проверки полученной зависимости (2) были проведены экспериментальные исследования. Каждую экспериментальную АЧХ сравнивали с теорией. Во всех случаях у кривых, полученных по теории комплексного модуля упругости, погрешность расхождения с опытными данными в зоне резонанса оказалась на 50 – 100% меньше по сравнению с кривыми, построенными по теории вязкого трения. Один из примеров – на рис.3. Для изучения влияния усилия натяжения сит были проведены дополнительные расчеты и эксперименты. Анализ их позволяет сделать вывод, что закон изменения резонансной частоты от растягивающего усилия имеет линейный характер.

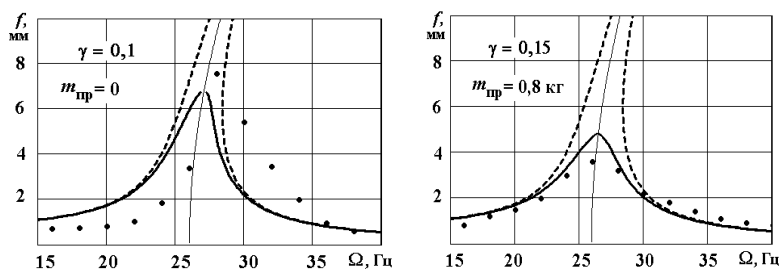


Рис.3. Сравнение расчетных АЧХ с экспериментом

По данной теории разработана методика расчета конструктивных параметров эластичных сит с учетом заданной рабочей частоты грохота. Резиновые сита для вибрационных грохотов, спроектированные с использованием разработанной методики расчета, позволили улучшить качество обезвоживаемого продукта и на

некоторых участках технологических линий сократить количество используемого оборудования.

Приведем пример использования резиновых сит на ЦОФ “Селидовская”, которая специализируется на обогащении коксующихся углей. Раньше на грохотах этой фабрики устанавливались шпальтовые сита, что не позволяло в зимний период получать готовую продукцию установленной влажности без дополнительной просушки концентрата. После установки резиновых мелкоячеистых сит выяснилось, что теперь достаточно двух грохотов для обезвоживания шламов (вместо трех) при том же объеме поступающего исходного питания. При этом влажность надрешетного продукта снизилась на 2-3%. Аналогичные пути повышения эффективности обезвоживания угольной пульпы были предложены на ЦОФ Комендантская, Луганская и др. Анализ результатов производственных испытаний позволил сделать вывод, что для исключения потерь угля с подрешетным продуктом и засорения глиной надрешетного продукта при тонкой классификации на грохотах требуются динамически активные рабочие поверхности – резиновые сита. Ширина щели таких сит должна быть 0,1мм, что уменьшит потери угля. Работа их в резонансном режиме позволит в полной мере использовать эффект регенерации, что исключит забивание ячеек.

Отметим, что в рассмотренных технологических процессах обезвоживания использовались низкочастотные грохота. Положительный эффект был получен также при испытаниях высокочастотных грохотов, для которых с использованием предложенной методики были рассчитаны и созданы новые просеивающие поверхности. Работа сит предполагалась в резонансном режиме, т.е. даже при относительно малой амплитуде колебаний коробка грохота прогибы рабочей поверхности были в 1,5-2 раза больше. Это также служило обоснованием необходимости проведения нелинейного расчета динамики сита, совершающего колебания с конечной амплитудой.

По данным расчетов были подобраны эластичные сита с размером щели 0,1, 0,2 и 0,5мм для последующее использование их на новых обезвоживающих высокочастотных грохотов Г-750 (ОАО «Луганский РМЗ») и ГСМх-2,5 (УкрНИИУглеобогащение) Опыт применения их показывает возможность снижения удельных затрат электроэнергии с 4кВт·час/т при обезвоживании на центрифугах до 0,5кВт·час/т при обезвоживании на высокочастотных грохотах.

СКІНЧЕННО–ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ ЗМІЩЕННЯ ТРУБИ З ЕКСПЛУАТАЦІЙНИМИ ДЕФЕКТАМИ СКОПЛАСТИКОВИМ БАНДАЖЕМ

*Копей Б.В., Копей В.Б., Найдя А.М.
(ІФНТУНГ, 76019, Івано-Франківськ, Карпатська, 15
т.40534, e-mail: koreyb@nung.edu.ua)*

З точки зору підвищення ефективності ремонту труб склопластиковими бандажами певний інтерес представляє дослідження впливу різних параметрів склопластикових бандажів (товщини, натягу) на зменшення коефіцієнта інтенсивності напружень (КІН) в трубі з тріщиною.

При дії циклічних навантажень в трубах може утворитись сегментна тріщина, яка лежить в площині осі труби. Для визначення КІН в такій трубі існують декілька рішень [1], отриманих різними методами (кінцевих елементів, об'ємних сил, за податливістю, похідній жорсткості).

На рис. 1 показано схему для визначення КІН в трубі діаметром $D=2R_T$ і товщиною t_T з тріщиною кругового фронту радіусом R і глибиною a , якщо на трубу діє внутрішній тиск p . Склопластиковий бандаж товщиною t створює контактний тиск q .

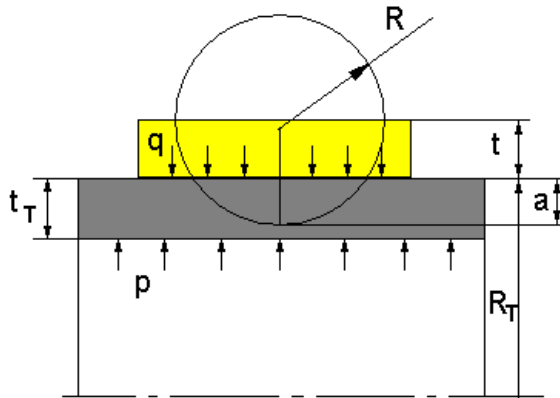


Рис. 1 - Схема для визначення КІН в трубі з тріщиною і бандажем

Значення КІН визначались за допомогою методу скінченних елементів, використовуючи відому формулу [2]:

$$K = \sqrt{2\pi} \frac{2G}{1+k} \frac{V_y}{\sqrt{r}}, \quad (1)$$

де G – модуль зсуву, Па;

V_y - половина величини розкриття тріщини, м;

r -віддаль від вістря тріщини до місця заміру V_y , м ($r \rightarrow 0$);

$k=3-4\nu$ - для плоского деформування;

$k=(3-\nu)/(1+\nu)$ - для плоского напруження;

ν - коефіцієнт Пуассона.

Для оцінки зміни значень R , t , q застосовувалась тривимірна параметрична модель труби з тріщиною, створена в SolidWorks® (Рис.2). Метод скінченних елементів реалізовувався за допомогою програми CosmosWorks®.

Параметри моделі наступні: $R_T=136,5$ мм, $R=52...56$ мм, $t=10$ мм, $t_T=7$ мм. Модуль пружності матеріалу труби $E=2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуассона $\nu=0,28$, модуль зсуву $G=7,9 \cdot 10^{10}$ Па. Для склопластикового бандажу: модуль пружності в радіальному напрямку $E_r=4,1 \cdot 10^9$ Па, в тангенційному - $E_\theta=11 \cdot 10^9$ Па, в осьовому - $E_z=2,1 \cdot 10^9$ Па, $\nu=0,28$.

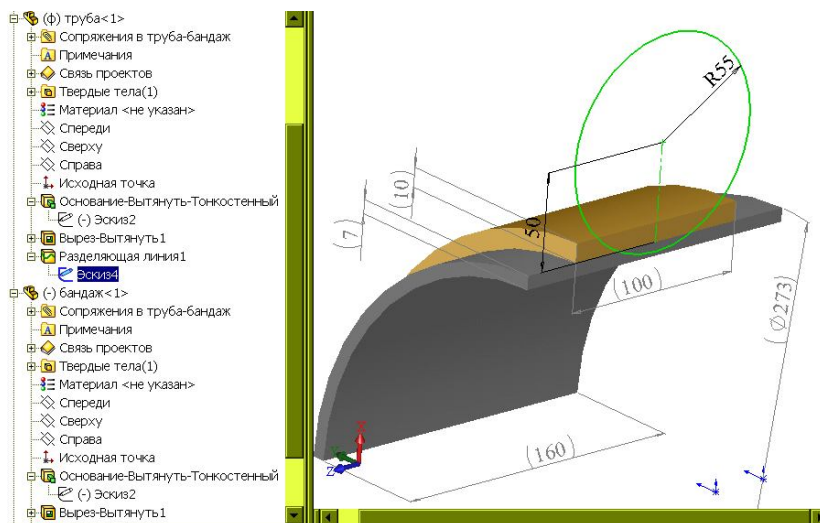


Рис. 2 – Тривимірна параметрична модель труби з склопластиковим бандажем і тріщиною кругового фронту

Для можливості порівняння і вибору кращого варіанту було розглянуто п'ять варіантів моделі:

1. Модель труби з тріщиною без бандажу. Внутрішній тиск $p=7$ МПа.
2. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм без попереднього натягу $q=0$ МПа.
3. Модель труби з бандажем товщиною $t=5$ мм, $q=0$ МПа.
4. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм, з попереднім натягом, який створює при $p=0$ МПа контактний тиск $q=10$ МПа.
5. Модель труби з бандажем товщиною $t=10$ мм, $q=5$ МПа.

На рис.3 показано розподіл переміщень V_y тріщини (величина розкриття тріщини) скінченно-елементної моделі при $a=5$ мм, $t=10$ мм, $q=0$ МПа (а), $q=10$ МПа (б).

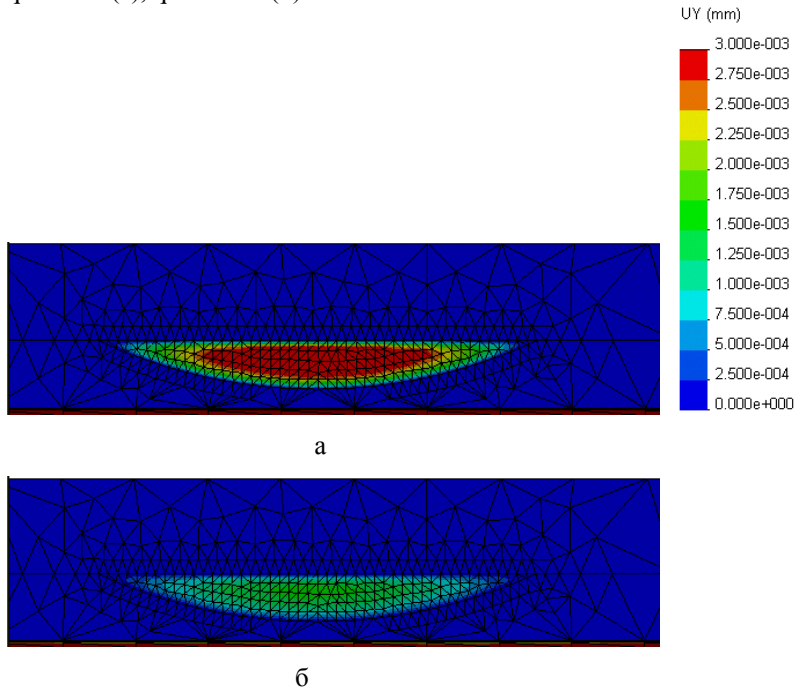


Рис. 3 - Розподіл переміщень V_y (мм) при $a=5$ мм, $t=10$ мм, $q=0$ МПа (а), $q=10$ МПа (б).

Після обрахунку значень КІН знаходили відповідні значення поправочної функції Y , яка враховує вплив a (рис.4 -5):

$$Y = \frac{K}{\sigma \sqrt{\pi a}} \quad (3)$$

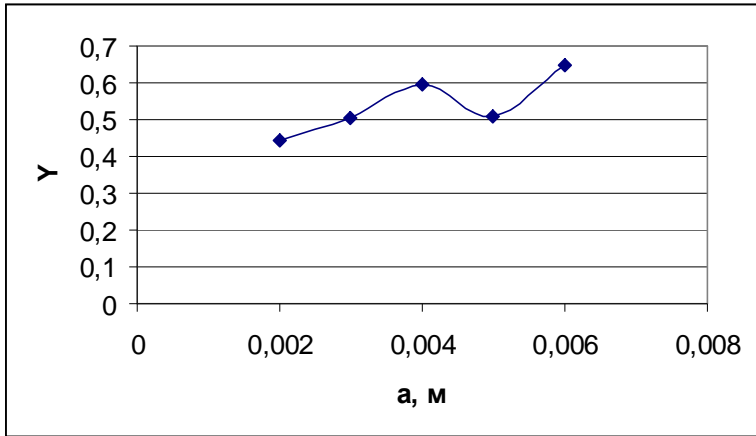


Рис. 4 - Залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини a при відсутності бандажу.

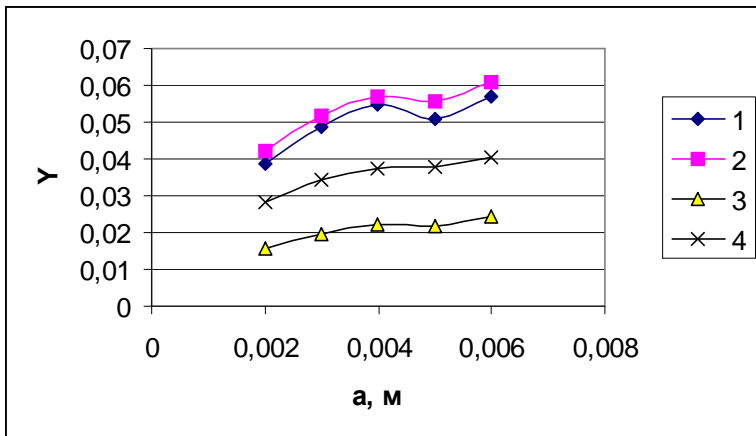


Рис. 5 - Залежність значень поправочної функції Y від глибини тріщини a при наявності бандажу: 1 - $t=10$ мм, $q=0$ МПа; 2 - $t=5$ мм, $q=0$ МПа; 3 - $t=10$ мм, $q=10$ МПа; 4 - $t=10$ мм, $q=5$ МПа

З цих залежностей видно, що збільшення товщини бандажу з 5 до 10 мм зменшує K , а збільшення контактного тиску з 5 до 10 МПа призводить до суттєвого зменшення K .

За допомогою регресійного аналізу знаходимо значення функції.

Для труби без бандажу:

$$Y = 2,6809a^{0,288}, R^2 = 0,6902$$

Бандаж $t=10$ мм, $q=0$ МПа:

$$Y = 0,2929a^{0,3178}, R^2 = 0,8332$$

Бандаж $t=5$ мм, $q=0$ МПа:

$$Y = 0,2995a^{0,3096}, R^2 = 0,9019$$

Бандаж $t=10$ мм, $q=10$ МПа:

$$Y = 0,1621a^{0,3696}, R^2 = 0,9293$$

Бандаж $t=10$ мм, $q=5$ МПа:

$$Y = 0,206a^{0,3153}, R^2 = 0,9419$$

Ці залежності можна використати для розрахунку довговічності труби з тріщиною і бандажем.

Розрахунок кількості циклів навантаження до руйнування труби з тріщиною і бандажем можна виконати за формулою:

$$N = \int_{l_o}^{l_k} \frac{dl}{V_o(K)}, \quad (3)$$

де N — довговічність труби з врахуванням тріщиностійкості матеріалу;

l_o, l_k — відповідно вихідний і критичний розміри тріщини;

l — довжина тріщини;

V_o — швидкість росту тріщини в експлуатаційному середовищі;

K — коефіцієнт інтенсивності напружень, який визначається за однією з емпіричних формул.

Значення швидкості росту $v(K)$ слід отримувати з залежності

$$V = C(\Delta K)^n, \quad (4)$$

де C і n — постійні конкретної діаграми втомного руйнування.

При розрахунку можна використовували метод числового інтегрування:

$$N_T = \sum_{a_0}^{a_o} \frac{\Delta a}{v(K)_i}, \quad (5)$$

де $v(K)_i$ — середнє значення швидкості росту тріщини.

SolidWorks® дозволяє створювати в моделі труби дефекти з будь-якою складністю геометрії - корозійні виразки, вм'ятини, тріщини. Була розроблена також модель труби з корозійною виразкою і бандажем (рис.6 а). У даному випадку $t=10$ мм, $q=10$ МПа, а параметри труби і внутрішній тиск – ті ж. Наявність такого бандажу дозволила зменшити еквівалентні напруження за критерієм Мізеса в трубі з 742 МПа до 418 МПа (рис.6 б-в). Однак в моделі не враховано наявність клею між виразкою і бандажем. Якщо при проведенні ремонту труби попередньо виправити дефекти виразки до форми зовнішнього циліндру труби, наприклад клеєм, то це дозволить ще більше зменшити напруження.

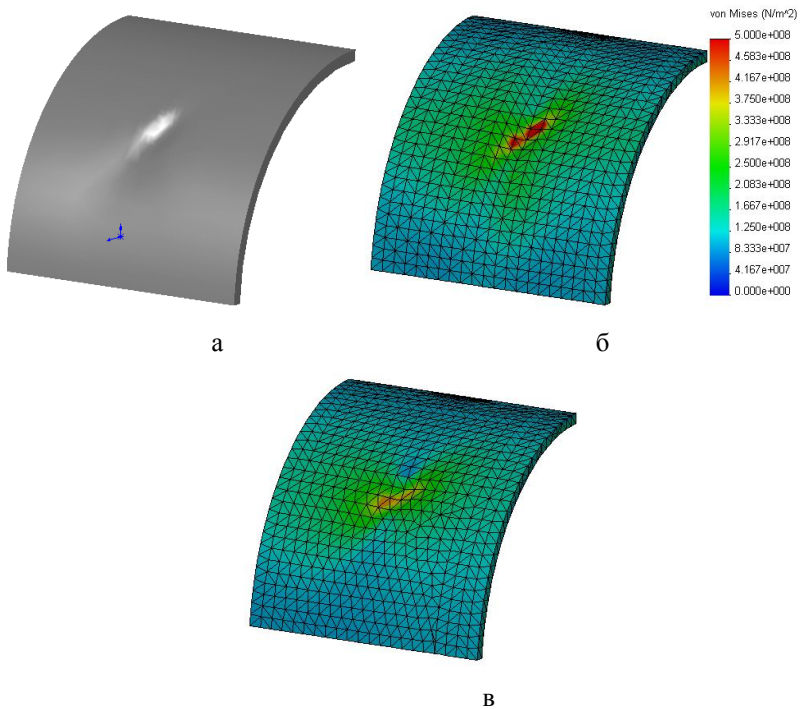


Рис. 6 – Модель труби з корозійною виразкою та розподіл напружень за критерієм Мізеса на поверхні труби: а – без бандажу; б - бандаж $t=10$ мм, $q=10$ МПа

Відомо, що край бандажу може спричинити суттєву концентрацію напружень в трубі, тому пропонуються різні способи зменшення концентрації напружень. Найпростіший спосіб – створення

фаски на бандажі, наприклад величиною 20° . За допомогою методу скінченних елементів виявлено, що простий бандаж ($t=10$ мм, $q=10$ МПа) створює значну концентрацію напружень в трубі (рис.7а), а бандаж з фаскою дещо зменшує її (рис.7б).

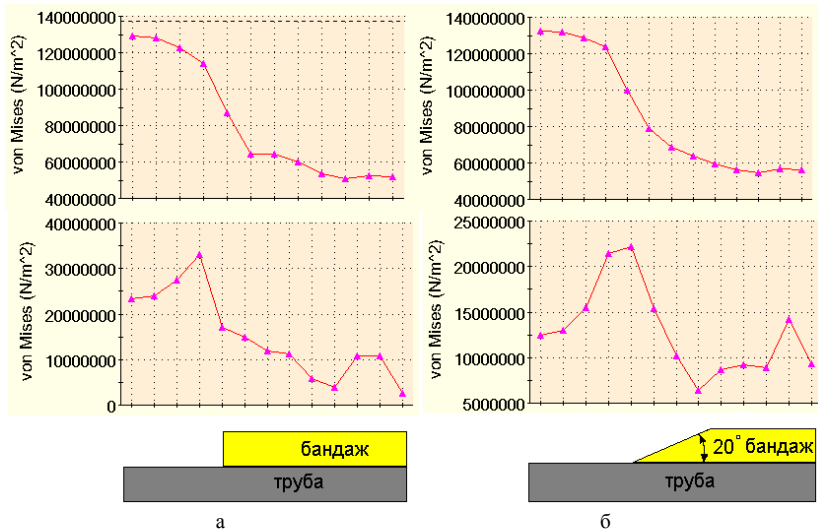


Рис. 7 - Розподіл напружень за критерієм Мізеса (Па) на поверхні труби з бандажем (верхні графіки $p=7$ МПа, нижні - $p=0$ МПа): а – без фаски; б – фаска на бандажі 20° .

Література

1. Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., Копей В.Б., Стеліга І.І. Спосіб підвищення ресурсу, міцності і довговічності трубопроводу. Патент України №60506, 15.10.03. Бюл.№10, 2003 р.
2. Аношкин А.Н., Ташкинов А.А., Ларионов А.Ф., Поспелов А.Б. Бипластмассовые трубы для внутрипромысловых нефтепроводов высокого давления // Механика композит. материалов, 2002. – Т. 36. - № 3. - С. 407-418.
3. Писаренко Г.С., Квітна О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів /за ред. Г.С. Писаренка. – К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
4. Салганик Р.Л. Механика тел с большим числом трещин // Изв. АН СССР. – Механика твердого тела. – 1973. - № 4. - С. 149-158.
5. Безвербный А.Ф. Силовые и геометрические соотношения в

многослойных трубах и сосудах давления. В кн.: Многослойные сварные конструкции и трубы. – К.: Наук. Думка, 1984. – с. 296-302.

6. Копей Б.В., Максимук О.В., Щербина Н.М., Розгонюк В.В., Копей В.Б. Насосні штанги і труби з полімерних композитів: проектування, розрахунок, випробування. Львів: ІППММ ім. Я. С. Підстригача НАН України, 2003 р. – 352 с.

7. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений // Под ред. Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990, т. 1, 2. – 1013 с.

8. Paris P. C., and Sih G. C. Stress Analysis of Cracks, Fracture Toughness and Testing and its Applications, American Society for Testing and Materials, Philadelphia, STP 381. – 1965. – P. 30-83.

НОВЫЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ОПТИМАЛЬНОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН

Бравый Константин Львович

*Институт интеллектуальных технологий, г. Ашдод, Израиль
Тел. 972 8 8540815; 972 54 4940811; E-mail bravykon@012.net.il*

Разработанное нами математическое описание процесса внутренней, бессознательной деятельности мозга в обеспечении жизнеспособности организма в сложных биологических системах [1] послужило основой для развития «Био-интеллектуальных технологий (Би-тех.)», которые реализуются по объективным законам переработки информации и управления, не зависящим от деятельности «Сознания», «Подсознания» и «Сверхсознания» Человека.

Опираясь на результаты исследований в нейрофизиологии, мы показали, что освоение Био-интеллектуальных технологий в современной индустрии, медицине, экономике и в общественной сфере позволит многократно повысить интеллектуальные возможности Человека по сравнению с интеллектуальными возможностями, основанными на эмпирических знаниях, полученных Человеком на всех предыдущих этапах развития мировой цивилизации [2].

Сформулированы 7 объективных законов управления, действующих в сложных биологических системах и получивших название «Законы биокибернетики». Установлено, что «Биокибернетическая архитектура» в сложных биологических системах представляет собой многоуровневую иерархическую систему управления поведением организма, на поведение которого одновременно воздействует множество эндогенных (внутренних) случайных факторов, связанных с нарушением здоровья животных, и множество экзогенных (внешних) случайных факторов, связанных с влиянием внешней среды на выполнение физиологических функций животных. Мы показали, что на каждом уровне этой многоуровневой иерархической системы управления действуют независимые друг от друга простые системы управления, каждая из которых включает орган управления (гомеостатический мозг), средства управления (внутренняя среда) и объект управления (соматический организм), на поведение которого действует множество эндогенных случайных факторов и экзогенных случайных факторов. При этом каждая из независимых друг от друга систем управления предназначена для

компенсации одного из множества возможных типов случайных факторов, воздействующих на поведение объекта управления.

На основе аналитического описания «Законов биокибернетики» разработаны простые оптимизационные модели, позволяющие в реальном времени строго оценивать показатели «Наблюдаемости процесса функционирования многопараметрических объектов», «Наблюдаемости фактического состояния здоровья организма», «Качества внутренней деятельности мозга по компенсации негативного влияния случайных факторов, воздействующих на поведение организма», «Устойчивости функционирования здорового организма во внешней среде», которые в совокупности определяют значение интегрального показателя «Жизнеспособности сложных биологических систем в реальных условиях их существования».

Мы доказали что «Законы биокибернетики» – это универсальные законы управления, действующие в современной индустрии, в экономике и в общественной сфере. Мы показали, что в современной индустрии «Био-интеллектуальные технологии» реализуются на основе «Биокибернетической архитектуры», представляющей многоуровневую иерархическую систему управления промышленных предприятий [3]. На каждом уровне этой многоуровневой иерархической системы управления действуют независимые друг от друга системы управления, каждая из которых включает орган управления (менеджмент), средства управления (технический персонал промышленных предприятий) и объект управления (сложное оборудование промышленных предприятий), на поведение которого в общем случае может действовать множество различных типов эндогенных и экзогенных случайных факторов. При этом каждая из независимых друг от друга систем управления предназначена для компенсации одного из множества возможных типов случайных факторов, воздействующих на поведение объекта управления. Новизна приложения «Био-интеллектуальных технологий» в современной индустрии состоит в следующем. Мы установили, что существует проблема обеспечения жизнеспособности сложного промышленного оборудования, связанная с обеспечением выживания, самосохранения и устойчивого функционирования промышленного оборудования в реальных условиях его существования. При этом под выживанием мы понимаем предотвращение аварий и катастроф современного оборудования, под самосохранением – обеспечение технической готовности и функциональной эффективности сложного оборудования в пределах его жизненного цикла, а под устойчивым функционированием –

эффективное применение оборудования с учетом его фактического технического состояния. На основе математического описания процесса обеспечения жизнеспособности сложного оборудования разработана технология обработки информации и формирования решений для достоверного контроля функционирования машин, для оптимизации обслуживания и ремонта сложного оборудования и для гибкого применения многорежимных технических систем с учетом фактического технического состояния этих технических систем на момент их применения. Новизна нашей технологии состоит в том, что она базируется на кибернетической модели процесса обеспечения жизнеспособности многопараметрических объектов; алгебраической модели оборудования как объекта управления и аналитические модели процесса формирования оптимальных решений в области обслуживания и эксплуатации сложного оборудования промышленных предприятий. При этом кибернетическая модель – это многоуровневая иерархическая система управления, архитектура которой определяется содержанием множества случайных факторов, воздействующих на поведение оборудования. Алгебраическая модель оборудования как объекта управления – это «Матрица Отношений», которая отображает фактически существующие связи между параметрами, характеризующими процесс функционирования реального оборудования. Аналитические модели процесса обслуживания и эксплуатации сложного оборудования – это простые оптимизационные модели, которые определяются на основе аналитического описания «Законов биокибернетики». Действие «Законов биокибернетики» впервые было показано на примере обслуживания и эксплуатации сложного оборудования энергетических паровых турбин.

Внедрение «Био-интеллектуальных технологий (Би-тех.)» в современной индустрии, по нашему опыту, обеспечило значительное повышение показателей наблюдаемости процесса функционирования сложного оборудования; оперативное распознавание аварий машин до появления явных признаков развития аварии; значительное сокращение продолжительности поиска дефектов сложного оборудования; значительное повышение качества обслуживания и эксплуатации сложного оборудования и сокращение стоимость обслуживания и эксплуатации сложного оборудования в 1,5 - 2 раза по сравнению с аналогичными затратами промышленных предприятий до внедрения биоинтеллектуальных технологий [4-6].

На основе освоения «Би-тех» в современной индустрии разработаны «Оптимальные Параметрические Системы Управления (ОПСУ)», которые обеспечивают значительное снижение уровня

аварий и катастроф и существенное сокращение огромных финансовых потерь, возникающих из-за запоздалых, неправильных или неоптимальных действий в процессе обслуживания и эксплуатации сложного оборудования. ОПСУ включают: сложное оборудование современных машин, «Разумные Управляющие Системы» и персонал промышленных предприятий, принимающий участие в обслуживании и эксплуатации сложного оборудования машин. Работа ОПСУ заключается в следующем: «Разумная Управляющая Система» в реальном времени получает информацию о параметрах, характеризующих процесс функционирования машины, обрабатывает эту информацию и формирует оптимальные инструкции для каждого специалиста, принимающего участие в обслуживании и эксплуатации сложного оборудования машины, с учетом функциональных обязанностей этого специалиста.

На базе разработки «Разумных Управляющих Систем (РУС)» мы предложили концепцию «Разумных машин», которые самостоятельно, без участия инженерно-технического персонала промышленных предприятий осуществляют мониторинг параметров, характеризующих процесс функционирования машины, обрабатывают эту информацию, распознают фактическое техническое состояние машины и устанавливает кто, что, когда и как должен делать для оптимального обслуживания и эксплуатации сложного оборудования машины в пределах его жизненного цикла. Освоение «Разумных машин», по нашему мнению, открывает новую эпоху в развитии мировой цивилизации, когда человек впервые получит возможность целенаправленно использовать огромный, но до сих пор недостаточно эффективно используемый потенциал внутренней деятельности мозга для оптимального решения всевозможных задач управления, возникающих в современном постиндустриальном мире.

Эффективность применения РУС для оптимизации обслуживания и эксплуатации сложного оборудования мы продемонстрировали на примере энергетических паровых турбин, авиационных и танковых двигателей, системы предупреждения столкновений самолетов, зенитных ракетных комплексов, системы посадки самолетов и системы навигации и посадки космических кораблей.

Ожидаемый экономический эффект от внедрения «Оптимальных Параметрических Систем Управления» в различных отраслях современной индустрии огромен. Например, внедрение «Оптимальных Параметрических Систем Управления» только в Министерстве Обороны США, по нашему опыту сокращения стоимости обслуживания и эксплуатации сложного

оборудования более чем в 1,5 раза и по данным журнала “Aerospace & Defense”, который последние 20 лет представлял бюджет МО США, позволит сократить расходы МО США на обслуживание и эксплуатацию своего военного оборудования более чем на 30 миллиардов долларов в год. Первый работоспособный образец «Разумных Управляющих Систем», который успешно прошел первичные испытания на примере энергетических паровых турбин, был награжден золотой медалью на Ежегодной Международной Выставке Инноваций “IENA 2004” в Нюрнберге.

Литература

1. Бравый К. Законы обеспечения жизнеспособности организмов животных, машин, социально-экономических систем и общественно-экономических формаций. Информация о существовании предполагаемого научного открытия в теории сложных биологических систем представлена в «Израильскую Ассоциацию Изобретателей» 2.10.2002.

2. Управление, информация, интеллект. Под редакцией А.И. Берга, Б.В. Бирюкова, Е.С. Геллера, Г. Н. Поварова. – Мысль, М., 1976, стр. 237.

3. Бравый К. Закономерности поведения целенаправленных систем. – ДЕП., Институт Научно-технической Информации, «Информсвязь», М., 1988, N 10.

4. Бравый К. и другие. Советующие системы нового типа для диагностики паровых турбин. – Американская Энергетическая Конференция. 1996.

5. Бравый К., Буравлев С. Разумные Советующие Системы – новое поколение Экспертных Систем. – Научный Израиль – Технологические Достижения, Том 1.1, 1999.

6. Бравый К., Буравлев С. Разумные Советующие Системы для обеспечения безопасности полета самолетов. - Научный Израиль – Технологические Достижения, Том 1.2, 2000.

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ РЕАЛИЗАЦИИ ТЕОРИИ ПЕРЕМЕННОЙ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПРИ ОТЛИВКЕ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Клименко Л.П., д.т.н., профессор, Прищепов О.Ф., к.т.н., доцент,
Андреев В.И., научный сотрудник*

*Николаевский государственный гуманитарный университет
им. Петра Могилы «НГГУ»,*

*Украина, 54003, г. Николаев, ул. 68 Десантников, 10
тел. факс (0512) 500-333; e-mail: rector@kma.mk.ua;
тел. (0512) 551-823; e-mail: avi@kma.mk.ua*

Повышение надежности и долговечности машин и механизмов является одной из главных проблем современного машиностроения.

Изучение характера износа узлов трения машин и механизмов показывает, что практически невозможно найти поверхность трения, в пределах которой все внешние факторы нагружения имели бы стабильные параметры. Вследствие этого, все поверхности трения в разных точках изнашиваются неравномерно. Это приводит к искажению макрогеометрии деталей, ухудшению мощностных, индикаторных и других параметров машин и механизмов, снижению эксплуатационных показателей и необходимости их ремонта или замены.

Примером могут служить такие детали двигателей внутреннего сгорания, как втулки или гильзы цилиндров, шейки коленчатых валов, поршни, кулачковые механизмы и другие. Наиболее ярко неравномерность износа можно проиллюстрировать при рассмотрении относительного износа гильзы цилиндра по высоте (рис. 1).

Неравномерный износ гильзы приводит к тому, что рабочая поверхность в верхней зоне имеет конусообразную форму и поршневое кольцо с цилиндрической рабочей кромкой либо контактирует только гранью, либо перекашивается и разбивает поршневую канавку. Таким образом, возникновение неравномерного износа цилиндра вызывает повышение износа всех деталей цилиндропоршневой группы и резко снижает надежность работы двигателей.

Стремление к созданию поверхностей трения, которые изнашивались бы в процессе работы узла равномерно, одна из актуальных задач современного машиностроения.

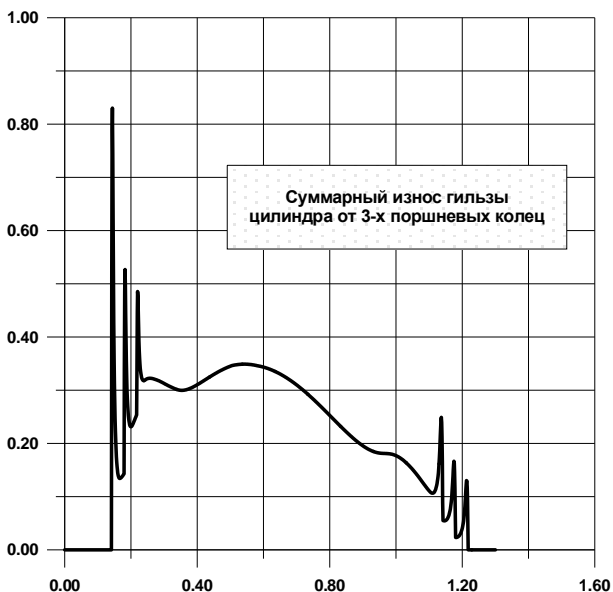


Рис. 1. Относительный износ гильзы цилиндра среднеоборотного дизеля.

Обеспечение необходимой дифференцированной износостойкости рабочей поверхности деталей можно осуществить путем создания заданной переменной структуры и соответственно свойств материала в каждой точке поверхности трения.

Так, например, для достижения максимальной долговечности и минимальных износов втулок цилиндров и поршневых колец дизелей структура чугуна должна иметь графит пластинчатой формы, прямой либо завихренный, металлическую матрицу в виде сорбитообразного перлита, полное отсутствие структурно-свободного феррита и включения цементита не более 5 % площади шлифа. Изменение формы и качества структурных составляющих и, в частности, дисперсности перлита, будет приводить к изменению механических свойств (твердости) чугуна и соответственно к изменению его износостойкости.

Целью исследования является анализ технологических путей реализации теорий переменной износостойкости при отливке чугунных заготовок в двигателестроении в зависимости от условий литья, массогабаритных и других показателей.

Достижение поставленной цели можно осуществлять с помощью достаточно большого количества известных способов. Это различные виды термических и химико-термических обработок, лазерная обработка, нанесение покрытий и т.п.

Однако экономически выгодно формировать свойства деталей на стадии получения заготовок. В связи с чем авторы рассматривают и анализируют только варианты обеспечения заданных дифференцированных свойств поверхностей трения для чугунных деталей в процессе их отливки.

К ним можно отнести управление термодинамическими процессами формирования заготовок и изменение химического состава отливок в различных ее точках.

Управление термодинамическими процессами формирования отливки с целью получения переменной износостойкости чугунных деталей рационально проводить на стадии остывания отливки в интервале температур перлитного превращения. При охлаждении отливки до температуры на 50-80°C выше точки A_3 (727°C) необходимо обеспечивать искусственно принудительное охлаждение с определенной скоростью в каждой точке для осуществления промежуточного распада аустенита и образования сорбитообразного перлита с различной дисперсностью и соответственно твердостью.

В зависимости от массогабаритных показателей отливок и способов литья предлагаются два варианта принудительного охлаждения.

Первый – создание холодильников или охлаждающих систем, которые располагаются либо в форме, либо в стержне в зависимости от того, какую поверхность заготовки необходимо упрочнять. Такой способ можно применять при отливке в песчано-глинистые формы крупных или не цилиндрических деталей, например, втулки цилиндров малооборотных двигателей внутреннего сгорания диаметром 700-1000 мм и высотой до 2000 мм. Охлаждающий змеевик формируется в стержень и изменением его шага можно управлять термодинамикой охлаждения отливки в каждой его точке. Разработанная методика расчета шага змеевика позволяет получать необходимую дифференцируемую износостойкость деталей. Однако, такой способ отливки имеет ряд недостатков, главным из которых является сложность обеспечения надежной работы водо-охлаждающей системы, а использование воздуха в качестве хладагента не обеспечивает желаемых результатов.

Второй, более простой и надежный способ получения отливок с переменной износостойкостью – это принудительное и расчетное для

определенных внутренних поверхностей охлаждение при центробежном литье. При достижении температуры охлаждающейся отливки зоны перлитных превращений в ее полость при вращающемся кокиле вводится трубка с кольцевыми отверстиями и на поверхность отливки подается вода или водо-воздушная смесь в расчетных количествах, обеспечивая скорость охлаждения и получения необходимой структуры металлической основы чугуна. Указанный способ литья успешно применялся при отливке втулок цилиндров дизелей ЧН 25/34 и ЧН 26/34 в литейном цехе Черноморского судостроительного завода. Проведенные стендовые и эксплуатационные испытания дизелей показали повышение износостойкости втулок цилиндров примерно на 30%.

Такая же технология была внедрена в Производственном объединении «Киевтрактородеталь» при центробежной отливке автотракторных гильз цилиндров.

Изменение химического состава материала детали в различных ее точках, предоставляющее возможность получать неодинаковую структуру и свойства металла, по мнению авторов, также один из реальных способов получения поверхностей трения с переменной износостойкостью. Здесь возможны также несколько вариантов.

Первый – подача металла в форму с изменяющимся химическим составом по высоте отливки. Практически это можно осуществить такими путями:

1) при заливке использовать несколько ковшей с различным химсоставом и, обеспечивая последовательную и непрерывную подачу металла в литниково-питательную систему, получить желаемые результаты;

2) в процессе заливки металла в форму в струю расплава вводить лигатуру с изменяющимся химсоставом.

Второй – локальное (поверхностное) внутриформенное легирование, которое заключается в размещении на поверхности внутренней полости формы или поверхности стержня легирующих покрытий или материалов с изменяющимся химсоставом по длине.

При рассмотрении первого варианта необходимо отметить, что использование заранее подготовленного расплава нужного химсостава предоставляет больше реальных возможностей добиться желаемых результатов, так как вводимые в струю расплава лигатуры должны быть легкоплавкими, быстроусвояемыми и маловыгораемыми. В настоящее время известно достаточно большое количество комплексно-легированных чугунов, применяемых в двигателестроении. К ним также можно отнести и авторские

разработки подобных чугунов и лигатур для их получения. Исследования показали, что изменением химсостава комплексно-легированных чугунов или лигатур можно получать необходимые физико-механические свойства, в том числе и повышать износостойкость деталей.

В первом варианте, который рациональнее использовать при отливке крупных деталей, существуют и недостатки:

1) неоправданное завышенное использование дорогостоящих легирующих элементов, которые распространяются на всю массу металла и литниково-питательную системы, в то время, когда наши интересы сосредоточены только на поверхностях трения;

2) в процессе кристаллизации отливки за счет диффузионных процессов будет происходить выравнивание химсостава отливки по высоте, но это в большей степени будет наблюдаться в центральных слоях, которые затвердевают в последнюю очередь и в меньшей степени на периферии отливки.

Второй вариант устраняет недостатки первого и его можно применять для отливок с небольшими массогабаритными показателями. Для его реализации можно использовать специальные покрытия с изменяющимся химсоставом по длине, которые наносятся на элементы литейной формы и стержней и изготавливаются на основе компонентов, легко диффундирующих в тело отливки при ее кристаллизации, либо растворяются в поверхностном слое отливки. Для его реализации в полости формы можно также размещать пластины, проволоку и другие изделия, в химический состав которых входят легирующие элементы. Недостатком второго варианта является ограниченность глубины поверхностно-легированного слоя до нескольких миллиметров, что уменьшает припуск на механическую обработку. Поэтому данный способ легирования требует точных методов отливки, так, например, использование комбинированного кокиля или стержня с композиционной облицовкой.

Дальнейшие исследования необходимо направить на отработку технологических параметров литья для получения поверхностей заготовок с различным химическим составом по длине.

Проведенный анализ технологических путей реализации теории переменной износостойкости при отливке чугунных заготовок в двигателестроении позволяет выбрать оптимальный способ получения деталей с дифференцированной износостойкостью на рабочей поверхности в зависимости от условий литья, массогабаритных и других показателей.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИБЛИЖЕННЫХ МЕТОДОВ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОБЛЕМЫ НАДЕЖНОСТИ КОМПЬЮТЕРНЫХ СИСТЕМ

Стеблянок Павел Алексеевич¹, Михалев Александр Ильич²,
Пройдак Юрий Сергеевич², Власова Татьяна Евгеньевна²

¹Днепродзержинский государственный технический университет, ул.
Днепростроевская, 2, Днепродзержинск, 51918, тел. 0569 551552,
E-mail steblyanko@rambler.ru

²Национальная металлургическая академия Украины, пр.Гагарина, 4,
Днепропетровск, 49635, тел. 056 474256, E-mail mai@dmsti.dp.ua

При численном решении пространственных нестационарных задач теории термоупруго пластичности с использованием конечноэлементной модели представления исходного тела сложной формы возникает задача, связанная с аппроксимацией частных производных первого и второго порядка. Предлагается решать ее при помощи похода, основанного на использовании двумерных или трехмерных кубических сплайнов.

Пусть в ортогональной криволинейной системе координат α, β, γ задана точка $A(\alpha_i, \beta_j, \gamma_k)$. Тогда для интерполяции функции W в окрестности точки A будем использовать трехмерный кубический сплайн вида

$$W = \sum_{m=0}^3 \sum_{n=0}^3 \sum_{p=0}^3 L_{mnp}^{ijk} (\alpha - \alpha_i)^m (\beta - \beta_j)^n (\gamma - \gamma_k)^p \quad (1)$$

Здесь коэффициенты L_{mnp}^{ijk} определяются на основании значений функции W , которые должны быть известны в 64 точках, расположенных в окрестности точки A . После их определения можно найти первые частные производные. Они выглядят так

$$\frac{\partial W}{\partial \alpha} = \sum_{m=1}^3 m L_{mnp}^{ijk} \sum_{n=0}^3 \sum_{p=0}^3 (\alpha - \alpha_i)^{m-1} (\beta - \beta_j)^n (\gamma - \gamma_k)^p$$

$$\frac{\partial W}{\partial \beta} = \sum_{n=1}^3 n L_{mnp}^{ijk} \sum_{n=0}^3 \sum_{p=0}^3 (\alpha - \alpha_i)^m (\beta - \beta_j)^{p-1} (\gamma - \gamma_k)^p \quad (2)$$

$$\frac{\partial W}{\partial \gamma} = \sum_{p=1}^3 p L_{mnp}^{ijk} \sum_{n=0}^3 \sum_{m=0}^3 (\alpha - \alpha_i)^m (\beta - \beta_j)^p (\gamma - \gamma_k)^{p-1}$$

Для вторых частных производных получим

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 W}{\partial \alpha^2} &= \sum_{m=2}^3 m(m-1) L_{mnp}^{ijk} \sum_{n=0}^3 \sum_{p=0}^3 (\alpha - \alpha_i)^{m-2} (\beta - \beta_j)^p (\gamma - \gamma_k)^p \\ \frac{\partial^2 W}{\partial \beta^2} &= \sum_{n=2}^3 n(n-1) L_{mnp}^{ijk} \sum_{m=0}^3 \sum_{p=0}^3 (\alpha - \alpha_i)^m (\beta - \beta_j)^{n-2} (\gamma - \gamma_k)^p \end{aligned} \quad (3)$$

$$\frac{\partial^2 W}{\partial \gamma^2} = \sum_{p=2}^3 p(p-1) L_{mnp}^{ijk} \sum_{n=0}^3 \sum_{m=0}^3 (\alpha - \alpha_i)^m (\beta - \beta_j)^p (\gamma - \gamma_k)^{p-2}$$

Выражения для частных производных (1)-(3) универсальны. Основная сложность при их использовании заключается в определении коэффициентов L_{mnp}^{ijk} для чего используется выражение (1).

В докладе реализован вариант, когда 64 значения функции W заданы в виде равномерной трехмерной сетки.

На основании предлагаемого подхода разработан эффективный метод численного решения двумерных нестационарных задач теории термоупругопластичности, основанный на сведении исходной двумерной задачи теории оболочек к системе двух последовательно решаемых одномерных задач по каждой из координат, когда неизвестные величины (скорости перемещений срединной поверхности оболочки, перерезывающие усилия, удельные усилия и моменты, действующие в срединной поверхности, деформации, сдвиги, углы поворотов, кривизны и кручение элемента срединной поверхности) разыскиваются в виде двумерных кубических В-сплайнов и двумерных напряженных сплайнов, в случае деформирования элемента тела по прямолинейным траекториям и траекториям деформирования малой кривизны [2-5].

Получены рекуррентные формулы неявной схемы метода расщепления (см. [1]) для определения скоростей перемещений срединной поверхности оболочки, перерезывающих усилий, удельных

усилий и моментов, действующих в срединной поверхности, деформаций, сдвигов, углов поворотов, кривизны и кручения элемента срединной поверхности, позволяющие получить соответственно третий и четвертый порядок аппроксимации метода по координатам.

На основании предложенной итерационной процедуры метода расщепления произведено сравнение результатов решения нестационарных задач теории термоупругости и термопластичности для пластин и оболочек с аналогичными двумерными и трехмерными задачами, полученными ранее в трехмерной постановке [2].

Литература

1. Марчук Г. И. Методы расщепления. – Москва: Наука, 1988. – 263 с.
2. Стеблянко П.А. Методы расщепления в пространственных задачах теории пластичности. – Киев: Наукова думка, 1998. – 304 с.
3. Стеблянко П.А., Крылов В.А., Волосова Н.Н., Якимчук С.С., Виктор В.Н. Определение нестационарного термоупругопластического состояния пологих оболочек при помощи метода покомпонентного расщепления// Системные технологии. Математические проблемы технической механики. Сборник научных трудов.– Выпуск. 4 (27). – Днепропетровск: “Сист. техн.”, 2003. – С. 142 – 151.
4. Шевченко Ю.Н., Савченко В.Г. Механика связанных полей в элементах конструкций. Т.2. Термовязкопластичность.– Киев: Наукова думка, 1987.–264с.
5. Steblyanko P. A. The schemes of abnormally high accuracy solution of nonstationary problems of theory of thermo-elastic-plasticity for plates and shells// The Fifth International Congress on Thermal Stresses and Related Topics. Vol.1 – Virginia Polytechnic Institute and State University Blacksburg, Virginia, USA. – June 8-11,2003.–P. 231 –234.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА АКУСТИКО-ЭМИССИОННОЙ ЛОКАЦИИ ОПАСНЫХ ДЕФЕКТОВ ДЕТАЛЕЙ И КОНСТРУКЦИЙ

Горошко А.В.

*Хмельницкий национальный университет
Украина, 29016, г. Хмельницкий, ул. Институтская, 11
Тел.(0382) 728743, Факс (03822) 23265
E-mail: postgrad_agor@rambler.ru*

Такие параметры акустической эмиссии (АЭ), как суммарная АЭ, амплитуда и спектральная плотность сигналов АЭ дают оценку степени опасности прочностных дефектов, но не менее важной задачей многоканальных АЭ-систем является локация, т. е. определение мест расположения (координат) развивающихся дефектов. Обычно допускают эквивалентность понятий “координаты источника АЭ” и координаты “дефекта”. Однако расчет координат источника АЭ дает точку в материале конструкции, в малом округе которой в данный момент развивается дефект. Приняв эти координаты за координаты дефекта, можно говорить про эквивалентность указанных двух понятий. В последующем изложении понятие “координаты дефекта” использовано именно в таком смысле. Например, под координатами трещины понимают координаты ее вершины, которая излучает импульсы АЭ при развитии трещины.

Исходя из деления контролируемых объектов по форме, локацию источников АЭ можно разделить на линейную, плоскостную и пространственную (объемную), а именно:

- для стрежней, т.е. объектов, у которых один из размеров в 5 и более раз превышает два другие, достаточно определить линейную координату дефекта, применяя линейную локацию источников АЭ. Примерами таких объектов могут служить участки трубопроводов, цистерны, стрелы вылета грузоподъемных кранов;

- диагностируя оболочки, и их частный случай – пластины, необходимо знать не менее двух координат дефекта - здесь применяется плоскостная локация источников АЭ. Следует отметить, что под плоскостной понимается не только локация на плоских объектах, но и на объектах любой другой формы, если контролируется только их поверхность. В этом случае результаты локации представляются в виде разверток контролируемых криволинейных поверхностей. Глубина залегания дефекта, как правило, не определяется;

- для массивных объектов необходимо знать три

пространственные координаты залегания дефекта, для чего применяется пространственная локация.

В настоящий момент наиболее распространены метод амплитудной локации и метод определения координат по разности времени прихода (РВП) сигналов АЭ на датчики. Методом амплитудной локации, заключающимся в сравнении амплитуд акустических сигналов, принятых в разных местах поверхности объекта контроля, координаты источника определяются по известному затуханию акустических колебаний в выбранном диапазоне частот. Недостатками этого метода является зависимость затухания сигналов от частоты, что вносит погрешность при изменении спектра сигнала и неравномерность амплитудно-частотной характеристики на поверхности объекта.

Метод определения координат по РВП сигналов АЭ является наиболее отработанным и реализуемым и заключается в решении уравнений, связывающих расстояние между датчиками и источником АЭ, скорость распространения сигналов в материале контролируемого объекта и РВП сигнала от источника до датчиков. Несмотря на кажущуюся простоту метода, его практическая реализация осложнена недостаточной точностью, сложностью и громоздкостью расчетных формул. Кроме того, известные схемы регистрации РВП могут быть реализованы не на всех средствах АЭ-Контроля.

С целью упрощения и повышения точности определения координат опасных дефектов автором теоретически решены задачи локации источников АЭ, которые могут быть реализованы с помощью приборов АФ-15. В отличие от известных методов, вместо нескольких РВП сигналов АЭ относительно какого-то одного из датчиков, используются независимые РВП, регистрируемые каждым двухканальным прибором АФ-15. Количество РВП равняется количеству задействованных в измерении приборов АФ-15.

Задача линейной локации решается с помощью одного прибора АФ-15, регистрируя РВП к двум датчикам, как показано на рис. 1. который заключается в сравнении амплитуд акустических сигналов, принятых в разных местах поверхности объекта контроля, координаты источника определяются по известному затуханию акустических колебаний в избранном диапазоне частот. Недостатками этого метода является зависимость затухания сигнала от частоты, которая вносит погрешность при изменении спектра сигнала и неравномерность амплитудно-частотной характеристики на поверхности объекта.

Метод определения координат по РЧП сигналов АЭ наиболее отработанным и реализуемым и заключается в развязку уравнений,

которые связывают расстояние между датчиками и источником АЕ, скорость распространения сигналов в материале контролируемого объекта и разность времени прихода сигнала от источника до датчиков. Несмотря на внешнюю простоту метода, его практическая реализация осложнена недостаточной точностью локации, сложностью и громоздкостью расчетных формул. Кроме того, известные схемы регистрации РВП могут быть реализованы не на всех средствах АЭ-Контроля.

С целью достижения задачи упрощения и повышение точности определения координат опасных дефектов автором теоретически разрешимы задачи локации источников АЕ, которые могут быть реализованы с помощью приборов АФ-15. В отличие от известных способов, вместо нескольких разностей времени прихода (РЧП) сигнала АЕ относительно какого-то одного из пьезоэлектрических датчиков, используются независимые РЧП, которые регистрируются каждым двоканальным прибором АФ-15. Количество РЧП равняется количеству задействованных в измерении приборов АФ-15.

Задача линейной локации источников АЕ решается с помощью одного прибора АФ-15, регистрируя РЧП до двух ПЕП, как показано на рис. 1. Линейная координата вычисляется по формуле (1).

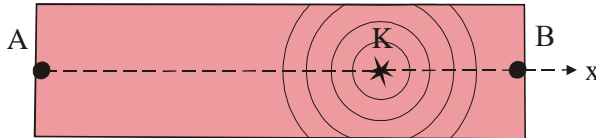


Рис. 1. Схема лінійної локації:
т. К – джерело АЕ; А і В – датчики

$$x_K = \frac{AB}{2} + \frac{\tau v}{2}, \quad (1)$$

где τ - РВП сигнала АЭ к датчикам А и В, v - скорость распространения волн АЭ в материале исследуемого объекта.

Применение линейной локации ограничено формами исследуемых объектов. Например, локация сигналов АЕ при диагностике цилиндрической цистерны позволяет определить лишь координату поперечного сечения цистерны с дефектом металла. Для более точного определения места дефекта в этом случае необходимо применение плоскостной локации источников АЕ.

Автором впервые решена задача локации источников АЭ

регистрируя РВП к независимым парам расположенных крестообразно датчиков, как показано на рис. 2. Расчетные формулы плоскостной локации имеют вид (2), локации на сфере – (3), пространственной - (4).

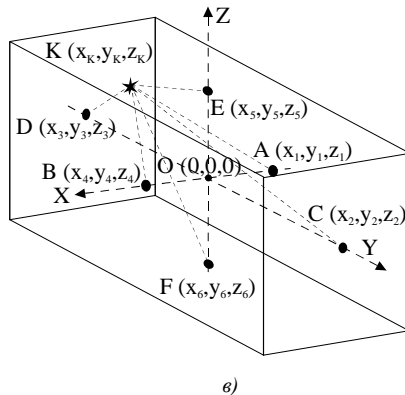
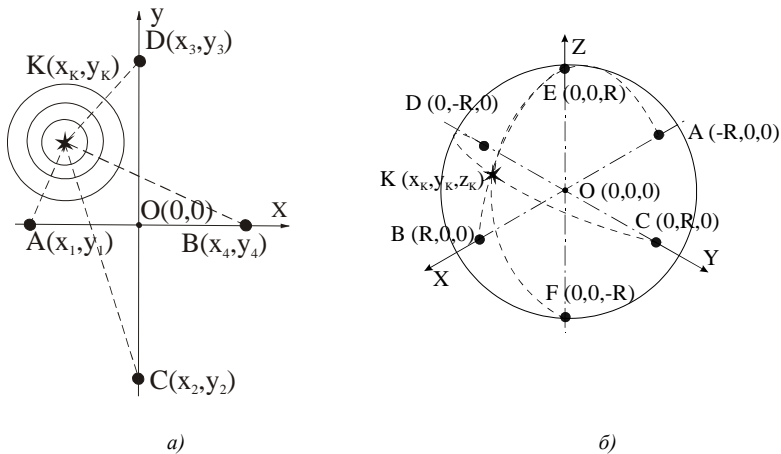


Рис. 2. Схемы плоскостной (а) и пространственной локации (б, в) источников АЕ: т. К - источник АЕ; А, В, С, D, Е и F - приемочные преобразователи.

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

$$\begin{cases} x_K = -R \sin\left(\frac{\tau_1 \nu}{2R}\right), \\ y_K = -R \sin\left(\frac{\tau_2 \nu}{2R}\right), \\ z_K = -R \sin\left(\frac{\tau_3 \nu}{2R}\right). \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_K = \pm \sqrt{\frac{bce + -bg - cf + f + g - e}{abc - a - b - c + 2}}, \\ y_K = \pm \sqrt{\frac{acf - ag - ce + e + g - f}{abc - a - b - c + 2}}, \\ z_K = \pm \sqrt{\frac{abg - af - be + e + f - g}{abc - a - b - c + 2}}. \end{cases}$$

$$a = 1 - \left(\frac{2x_4}{\tau_1 \nu}\right)^2, \quad e = \left(\frac{\tau_1 \nu}{2}\right)^2 - x_4^2,$$

где
$$b = 1 - \left(\frac{2y_2}{\tau_2 \nu}\right)^2, \quad f = \left(\frac{\tau_2 \nu}{2}\right)^2 - y_2^2, \quad (4)$$

$$c = 1 - \left(\frac{2z_5}{\tau_3 \nu}\right)^2, \quad g = \left(\frac{\tau_3 \nu}{2}\right)^2 - z_5^2.$$

Здесь τ_1 - РВП сигналов АЭ к датчикам A и B , τ_2 - РВП к датчикам C и D , τ_3 - РВП к датчикам E и F , ν – скорость распространения волн АЕ в материале контролируемой конструкции. Схемы линейной и плоскостной локации и локации на сфере являются частными случаями разработанного метода пространственной локации.

Для реализации разработанных методов локации на базе трех модифицированных акустико-эмиссионных приборов АФ-15 и ПК создана шестиканальная программно-аппаратная станция акустической эмиссии (ПАСАЭ). При разработке станции была проведена модернизация двух субблоков серийного прибора АФ-15 для возможности непрерывной передачи сигналов АЕ в ПК; разработаны и созданы интерфейсы ввода/вывода для согласования работы с ПК, введена возможность программного учета скорости распространения волн АЭ, что повысило точность линейной локации в

сравнении со способом, реализованным в АФ-15, в 5 раз, созданы программы сбора, обработки и локации сигналов АЭ, что позволило повысить в 40 раз объем обрабатываемой АЭ-информации, осуществлять быструю компьютерную обработку, представлять АЭ-сигналы в удобном наглядном виде двух- и трехмерных графиков.

Точность разработанных методов локации оценивалась с помощью метрологической оценки и экспериментально (табл. 1).

Таблица 1

Расстояние между датчиками L , мм	Линейная локация расч/экс	Плоскостная локация расч/экс	Пространственная локация расч/экс
100-1000	2,8	13,1	26
	2,8	6,3	19,8
1000-2400	1,1	7,8	11
	1,9	4,5	8,6
Относительная погрешность ϵ , %			

При диагностике объектов из разнородных материалов эксперименты показали, что точность локации значительно снижается и ошибка может достигать 30%. Необходимо отметить, что все известные методы локации подразумевают расположение датчиков на поверхности исследуемого объекта. Недостатком таких методов есть то, что при определении местоположения источника АЭ в конструкциях со сложной неоднородной поверхностью, например печатных плат, поверхность которых содержит значительное количество радиоэлементов, металлических дорожек и отверстий, которые характеризуются неодинаковыми акустическими свойствами (скорость распространения, затухание ультразвуковых волн и т.д.), РВП сигнала от источника АЭ на датчики зависит не только от их взаимного расстояния, но и от местоположения датчиков, что значительно усложняет процесс определения источника. Учет средней скорости распространения акустических волн в материале не дает желательной точности локации дефектов.

Для повышения точности локации и упрощение вычислений при определении местоположения дефекта в таких конструкциях, разработан способ локации путем регистрации сигналов АЭ в однородной акустопрозрачной среде (4) Датчики, контролируемая конструкция и устройство нагружения помещаются в

акустопрозрачную среду для того, чтобы сигналы АЭ попадались на датчики, распространяясь в данной среде, как показано на рис. 3.

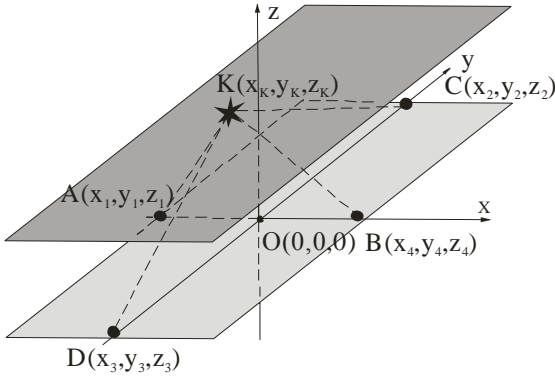


Рис. 1. Плоскостная локация в акустопрозрачной среде: К – источник АЭ; А, В, С и D – датчики

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

Результаты локации представляются в виде двумерных акустограмм (локационных карт), где точками на плоскости показанные локализованные сигналы АЭ и трехмерных акустограмм, в которых по оси z отложенная амплитуда сигналов АЭ. Способ может быть применен для плоских и криволинейных поверхностей такой кривизны, чтобы прямая, которая соединяет любую ее точку с каждым из ПЕП, находилась в акустопрозрачной среде и не пересекала исследуемый объект. Результаты экспериментов показали, что погрешность измерения координат уменьшилась с 30% до 5%.

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ МЕТОДОВ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ ПРИ ДИАГНОСТИКЕ РЕЗЕРВУАРОВ, СОСУДОВ И ТРУБОПРОВОДОВ

Килимник Александр Михайлович.

*Подольский экспертно-технический центр Госнадзорохрантруда,
29000, г.Хмельницкий, ул.Ивана Франка 2, тел.720512,факс 797383, E-mail
podoletc@homenet.km.ua*

Эксплуатация машин, механизмов, оборудования повышенной опасности ставит проблему определения их технического состояния на весь период работы а также прогнозирование остаточного ресурса. Это определяет задачу технического диагностирования как комплекса работ по определению технического состояния, условий и сроков дальнейшей эксплуатации оборудования с учетом режима работы, а также определение потребности в проведении ремонта, модернизации, реконструкции или выводу с эксплуатации. Техническая диагностика является инструментом для определения фактического технического состояния конструкций.

В начало текущего столетия наша отечественная промышленность вошла с изношенным парком машин, которое составляет около 80%.Физически и морально устаревшее оборудование требует замены, но большинству механизмов можно существенно продлить срок эксплуатации за счет своевременного проведения ремонтов с устранением выявленных дефектов в материалах конструкций и замены изношенных узлов, деталей, приборов автоматики и безопасности.

Прочность конструкции закладывается на стадии ее проектирования, для чего проводятся расчеты на прочность, выбирается материал, назначается расчетный срок службы-ресурс. Длительная эксплуатация изделия, нарушение заводских инструкций и технологических процессов, эксплуатации, регламента ремонтных работ и обслуживания приводит к необратимым процессам в материале, прежде всего в тех элементах конструкции, где прочностные свойства нарушаются еще на стадии изготовления.

Материалы конструкции стареют, накапливают по времени дефекты, несовершенства начальной структуры усугубляются, происходит деградация свойств материалов. Необходимы методы и технические средства которые могли бы анализировать 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. Действительно не все потенциальные возможности методов НК и ТД реализованы в надежных, производительных и высокоинформативных видах контроля.

Наиболее перспективны в этом отношении такие методы как акустическая эмиссия, акустическая голография, магнитный и др. По общей классификации все методы НК делятся на группы, называемые видами НК. Согласно ГОСТ 18353-79 существует девять различных видов НК: магнитный, электрический, вихретоковый, радиоволновой, тепловой, оптический, радиационный, акустический и проникающими веществами (капиллярный и течеискания). Внутри каждого вида методы классифицируют по дополнительным признакам.

При проведении диагностики сосудов, емкостей и трубопроводов применяются все виды неразрушающего контроля. Основной вид с которого начинается контроль - это визуально-оптический, при котором выявляются трещины, поры, шлаковые включения, коррозионные раковины, дефекты геометрической формы. Осмотр осуществляется с помощью обзорной или измерительной лупы 4-10 кратного увеличения. Сварные швы и поверхности недоступные для прямого наблюдения (емкости для хранения аммиака – маслоотделитель ОММ-8, маслоресиверы диаметрами 325 мм и 377 мм соответственно) осматривались с помощью эндоскопа. Волокно-оптический эндоскоп в данном случае мало эффективен. Экспертно-техническим центром был изготовлен специальный видеоэндоскоп, на телескопическом штативе которого была установлена видеокамера, соединенная с ноутбуком. Это позволило вести наблюдения в процессе контроля, а также просмотр с необходимым увеличением при обработке результатов контроля. Внешний осмотр совмещался с применением капиллярной дефектоскопии.

Одним из быстроразвивающихся направлений в области неразрушающего контроля является компьютеризация процессов НК, создания новых технологий контроля. Компьютерная техника позволяет визуализировать результаты НК, существенно поднять достоверность результатов испытаний, обрабатывать громадные массивы информации.

За счет регистрации и обработки большого объема информации эти системы обеспечивают более достоверную оценку дефектности

объекта по сравнению с ручными средствами контроля. Представляя визуальную информацию о местоположении, размерах и типах дефектов, они позволяют эффективно использовать опыт квалифицированных специалистов –экспертов для решения задач надежности ответственных объектов.

Программное обеспечение компьютеризированных систем дает возможность применять разнообразные формы анализа исходных данных, в том числе, их статистическую обработку.

Из всех методов НК для диагностики сосудов, трубопроводов наиболее эффективным является метод акустической эмиссии (АЭ). Вследствие близости методов АЭ и УЗК, в которых носителями информации являются упругие волны, некоторые методические приемы имеют сходные характеристики. С другой стороны, метод АЭ контроля базируется на подходах механики разрушения, оценивающей влияние дефекта на степень безопасности объекта, что принципиально отличает его других методов НК.

Следует отметить, что метод АЭ представляет возможность по-новому подойти к понятию дефекта. В ГОСТ 15467-79 дано определение: «дефект-это наличие несоответствия продукции требованиям, установленным нормативной документацией».

Как показывает опыт проведения контроля не все несплошности, порой даже весьма больших размеров, сравнимых с толщиной стенки изделия, вызывают отказ в работе, классифицирование таких несплошностей как недопустимые дефекты, может привести к большим экономическим и временным потерям. Поэтому при полной уверенности в том, что из-за имеющейся несплошности не произойдет отказа в работе объекта, ее можно считать не дефектом, а особенностью конструкции, не влияющей на работоспособность объекта. Такую уверенность может дать только метод АЭ.

Лабораторией экспертно-технического центра совместно с кафедрой прикладной механики Хмельницкого национального университета было проведено диагностирование сосудов работающих под давлением, в том числе: аммиачных емкостей, воздухоотборников, а также емкостей сжатого природного газа передвижного автомобильного газового заправщика ПАГЗ-2800-32.

АЭ контроль проводился с помощью аппаратуры, состоящей из трех двухканальных акусто-эмиссионных приборов АФ-15, с выводом и обработкой данных на персональный компьютер IBM PC/XT/IT. В результате проведенного контроля был отбракован ресивер 075РВ, диаметром 600 мм, максимальной длиной 3000мм, в котором при

поднятии давления от 8,5 до 9,5 кг/см² наблюдался лавинообразный рост активности сигналов а также рост амплитуды. Повышение безопасности эксплуатации ответственного оборудования путем предупреждения внезапных разрушений при использовании аппаратуры АЭ является достаточно наглядным. При наличии отработанной устойчивой технологии изготовления конструкций и машин, применении качественных материалов, высокой культуре производства можно перейти к проведению НК только при выпуске продукции с завода изготовителя, обеспечив этот контроль методом АЭ. При эксплуатации объекта в случае мониторинга технического состояния с использованием метода АЭ и других методов можно предполагать возможность существенного сокращения объемов традиционных методов контроля.

Применение метода АЭ позволит конструкторам ответственного оборудования установить более низкие коэффициенты запаса прочности без потери уверенности в надежности объектов. При этом уменьшение массы и толщины несущих конструкций не только не приведет к снижению вероятности выхода объекта из строя, но и должно повысить надежность изделия в результате уменьшения вероятности возникновения дефекта в процессе производства.

Испытания и оценка ресурса конструкции в настоящее время производится на основе расчета или измерения напряженного состояния, возникающего в конструкциях при приложении к ним нагрузок. При диагностировании вышеуказанных объектов лабораторией диагностики экспертно-технического центра использовались метод тензометрирования, метод магнитной памяти металла, а также измерялись напряжения с помощью прибора ИНИ-1Ц, предназначенного для измерения механических напряжений электромагнитным методом в трубопроводах и сосудах, работающих под давлением. С помощью метода тензометрирования, датчиками сопротивления исследовался участок нижнего днища, наиболее пораженный коррозией воздухосборника В-6,3 ГОСТ 9028-59.

Результаты измерений показали, что уровень механических напряжений составляет 180- 200 кгс/см², что намного ниже допустимого для стали 09Г2-1480 кгс/см². Точность тензометрического метода зависит от типа тензометрических преобразователей, и в целом ее принято считать высокой. Основным недостатком этого метода-двухэтапность выполнения (измерения в нагруженном и разгруженном состояниях), что обуславливает необходимость вырезки элементов конструкции в случае измерения остаточных сварочных напряжений в процессе эксплуатации. Оценка

перераспределения напряжений, например при изменении внутреннего давления в трубопроводе, не требует вырезки элементов, однако в этом случае необходимо нанесение на конструкцию базовых углублений или рисок, что в условиях воздействия агрессивных сред нежелательно. Кроме того тензометрический метод требует подготовительных операций и больших материальных затрат. Все это делает тензометрический метод неприемлемым для измерения остаточных и рабочих напряжений в сварных трубопроводах и аппаратах.

Магнитный метод контроля основан на изменении коэрцитивной силы (КС) в процессе эксплуатации объекта. Применяемый метод контроля достиг статуса официального после выхода межгосударственного стандарта ГОСТ 30415-96.»СТАЛЬ. Неразрушающий контроль механических свойств и микроструктуры магнитным методом». Испытанию подвергался воздухосборник объемом 2 м³, изготовленный из стали 09Г2С, рабочее давление 8 кг/см². Величина КС измерялась коэрцитиметром «Вега.1» вдоль продольных сварных швов, с целью определить состояние металла в околошовных зонах в вертикальном и кольцевом направлениях. Эти зоны являются концентраторами напряжений, кроме этого они испытали воздействие высокой температуры при сварке. По результатам контроля КС изменялась в пределах 2- 3А /см, в обоих направлениях, что соответствует пределу прочности 750 кг/см² при допустимом 1650кг/см² для стали 09Г2С.

PECULARITIES OF MONITORING AND DIAGNOSTICS OF ROLLING BEARINGS WHILE USING SHOCK PULSE METHOD [SPM] AND SPM SPECTRUM

Remigijus JONUSAS, Kestutis ZEBELYS, Kestutis KANAPECKAS
Kaunas University of Technology, Kestucio 27, Kaunas, LT- 44025, Lithuania,
E-mail: remjon@ktu.lt, kzebelys@takas.lt, kesto@pochta.ru

1. Introduction

Many organizations apply periodic preventive maintenance, i.e. maintenance based primarily on programmed direct measures. The result is that work is often carried out before it is really necessary. The inherent reliability of the equipment is not exploited and work is carried too often and without really being necessary. At other times, necessary preventive maintenance may be not carried out at all, as incipient faults are not detected sufficiently early to avoid an unplanned stop. These problems can often be avoided through use of condition monitoring [1]. In many applications, the bearings are the only machine elements which need monitoring.

2. Monitoring and diagnostics of Bearings

An investigation of reliability of ball and roller bearings found that they tender to fail after very widely differing periods. For example, carried experiments with ball bearings under similar conditions had showed that 10% of bearings had failed, but the last bearings did not fail until after a period 25 times as long. This means that if preventive maintenance for these ball bearings had been based on periodic replacement of all bearings at the time by which 10% of the bearings would normally be expected to have failed, the potential life of other 90% of bearings would not have been used.

Those 90% of bearings would be replaced unnecessarily early, and yet in spite of this a certain number of unforeseen bearing failures would still occur. If, instead the condition of each bearing is checked by continuous condition monitoring during operation, and the results of such monitoring allowed to determine when each bearing is due for replacement, the following benefits are obtained:

1. Reduced number of bearing changes
2. Reduced consumption of bearings
3. Increased operational reliability
4. Reduced number of planned stops for bearing changes.

In order to follow the bearing through its whole useful service life, among various methods and means the SPM Method [Shock Pulse Method] is used.

3. Shock Pulse Method and techniques

In 1970, the shock Pulse Meter was introduced to the market as a tool for the detection of bearing damages in operating rolling element bearings. Shock Pulse Measurement has since then, being the core of the evolving SPM Method. Today, Shock Pulse Measurement is operating within a shell of application rules and evaluation tools, the SPM Method.

An operating rolling element bearing is generating both steady state and transient vibrations. The distribution of magnitudes and frequencies of these vibrations depends on the normal range of operating conditions, as well as the bearing's mechanical condition. Steady state vibrations measured on the bearing house consist of all of the system's natural frequencies and harmonics (10-10000 Hz range) and are dominant in the power spectrum. The majorities of these vibrations originate outside the bearing and are introduced as modulation of the carried load, and are propagated through the machine frame.

Transient vibrations generated within the bearing assembly originate from imperfections in the rolling interfaces. Surface imperfections in the rolling contacts cause mechanical impact, mechanical shocks, between the rolling elements and the raceways. These mechanical shocks emit elastic waves of an ultrasonic nature, that mirror the impact-contact force's time function. An accelerometer will respond to these elastic wave fronts with transient amplitudes proportional to square of the impact velocities and independent of the masses of the impacting bodies [2].

The Shock Pulse Method for bearing condition monitoring is applied as three related and complementary measuring techniques:

SPM dBm/dBc, where shock pulse magnitude is quantified on decibel scale by maximum value **dBm** and carpet value **dBc**. The input data are RPM and bearings shaft diameter.

SPM LR/HR, where shock pulse magnitude is quantified on a decibel scale by the values **LR** (low rate of occurrence, corresponding to the dBm) and **HR** (high rate of occurrence, corresponding to the dBc). Additionally bearings operating condition is indicated by evaluation results: CODE-condition, LUB-oil film thickness and COND-mechanical state of surface. The required input data are more detailed: RPM, bearings mean diameter and type No.

For both techniques, measuring results indicating bad bearing condition should be verified. By comparing shock values on and around the bearing housing and by lubrication tests the operator can make sure that the

measured shock pulses originate from the bearing before taking corrective action. This verification process is greatly simplified by the latest technique, SPM Spectrum

SPM Spectrum is time record of the shock signal and subjected to an FFT. Prominent bearing patterns in the resulting spectrum are conclusive evidence that measured shocks are generated by the bearing. Also there the exact RPM is important when we want to interpret the spectrum, especially when you upload it to CONDMASTER software and search for bearing patterns with the help of the bearing symptoms [3].

5. Case with SPM dBm/dBc technique and SPM Spectrum used

Hand held machine condition analyzer LEONOVA was used to measure and investigate bearing condition of front wheel support of car “AUDI 100”. Two transducers: for vibration and Shock pulses were installed. Measurements were made in different cases: 1) without load – wheels were lifted, 2) during car driving on highway at 80 km/h speed: before bearing replacement and after it. Rotational speed of wheels was 800 RPM, while rotation of engine was 2150 RPM. Measured data were saved in LEONOVA instrument memory and latter transferred to PC Software CONDMASTER.



Fig.1. Front wheel support with installed VIB and SPM transducers

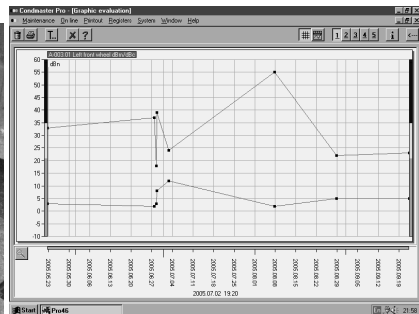


Fig.2. Diagrams of SPM parameters dBm and dBc during wheel bearing investigation period

Main spectrum line 12,7 Hz in the diagram correspond RPM of the wheel, other lines are connected with bearing damage symptoms BRFO, BPF1, BPFIM, BSF. Investigated bearing had large outer and inner rings damages.

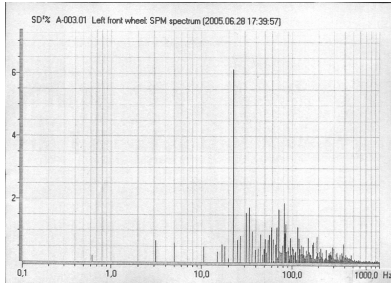


Fig.3. SPM Spectrum of damaged bearing before replacement

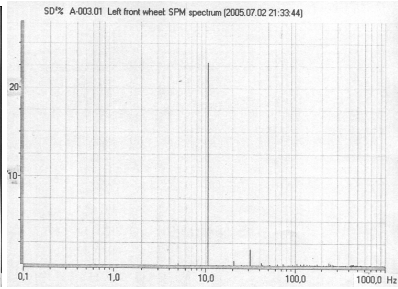


Fig.4. SPM Spectrum of new bearing after replacement

References

1. Preventive maintenance and condition monitoring. "Maintenance and reliability", "IDHAAMMAR FORLAG" AB issue, 1986, Sweden
2. The SPM Method. "SPM Instrument" AB issue, 1994, Strangnas, Sweden
3. LEONOVA, User guide. "SPM Instrument" AB issue, 2003, Strangnas, Sweden.
4. Zebelys K., Jonusas R., Jurenas V. Vibration measuring of rolling bearings using SPM method. Kaunas, Mechanika, 1996, No.4, p.45-49.

RELIABILITY AND QUALITY TECHNICAL SYSTEM WITH IMPACT IN TECHNOLOGICAL PROCESSES

*PhD Mihail ENESCU – Pitesti University & CARMEUSE Holding Romania, tel:
+40 720100016, email: mihail_enescu@yahoo.co.uk*

Prof. Nicolae POPA – Pitesti University- Romania, npopa49@yahoo.com

*Prof. Ion DELEANU – Maritime University-Romania, tel: +40 726132311, email:
iondeleanu@yahoo.com*

1. Introduction

Humanity continues to depend to an ever-increasing extent on the wealth generated by highly mechanised and automated businesses. We also depend more and more on services such as the uninterrupted supply of electricity or trains which run on time. More than ever, these depend in turn on the continued integrity of physical assets.

Yet when these assets fail, not only is this wealth eroded and not only are these services interrupted, but our very survival is threatened. Equipment failure has played a part in some of the worst accidents and environmental in industrial history – incidents which have become by-words, such as Amoco Cadiz, Chernobyl, Bhopal and Piper Alpha. As a result, the processes by which these becoming very priorities indeed, especially as it becomes steadily more apparent just how many of these failures are caused by the very activities which are supposed to prevent them.

The first industry to confront these issues was the international civil aviation industry. On the basis of research which challenges many of our most firmly and widely-held beliefs about maintenance, this industry evolved completely new strategic framework for ensuring that any asset continues to perform as its users want it to perform. This framework is known within the aviation industry as MSG3, and outside it as Reliability-centred Maintenance&Quality, or RCM&Q.

Reliability-centred Maintenance&Quality was developed over a period of thirty years. One of the principal milestones in its development was a report commissioned by the United States department of Defense from United Airlines and prepared by Stanley Nowlan and the late Howard Heap in 1978. The report provided a comprehensive description of the development and application of RCM&Q by the civil aviation industry. It forms the basis of both editions of this book and of much of the work done in this field outside the airline industry in the last fifteen years.

Today, RCM&Q was extended in different areas like Refinery&Petrochemical Industry, Cement&Lime Industry, Pharmaceutical Industry and many others.

In this situation they do usual reference to **SAE Standard JA1011 : “ Evaluation Criteria for Reliability-centered Maintenance Processes “**. This standard was published in August 1999, and it is mentioned in Chapters 1 and 15.

2.The Changing world of Maintenance

Over the past twenty years, maintenance has changed, perhaps more so than any other management discipline. The changes are due to a huge increase in the number and variety of physical assets(plant, equipment and buildings) that must be maintained throughout the world, much more complex designs, new maintenance techniques and changing views on maintenance organisation and responsibilities.

Maintenance&Quality is also responding to changing expectations. These include a rapidly growing awareness of the extent to which equipment failure affects safety and the environment, a growing awareness of the connection between maintenance and product quality, and increasing pressure to achieve high plant availability and to contain costs.

The changes are testing attitudes and skills in all branches of industry to the limit. Maintenance people are having to adopt completely new ways of thinking and acting, as engineers and as managers. At the same time the limitations of maintenance systems are becoming increasingly apparent, no matter how much they are computerised.

In the face of this avalanche of change, managers everywhere are looking for a new approach to maintenance.

But Maintenance without Quality means non-reliability.

In this situation, they want to avoid the false starts and dead ends that always accompany major upheavals. Instead they seek a strategic framework that synthesises the new developments into a coherent pattern, so that they can evaluate them sensibly and apply those likely to be of most value to them and their companies.

Maintenance philosophy provides just such a framework. This is called Reliability- centred Maintenance&Quality, or RCM&Q.

The last generation in maintenance philosophy is **proactive maintenance**. This is divided in:

- a)preventive tasks
 - b)predictive tasks
- 2.1.Preventive tasks(general dates)

2.1.1. Technical feasibility and proactive tasks

The actions which can be taken to deal with failures can be divided into following two categories:

-proactive tasks: these are tasks undertaken before a failure occurs, in order to prevent the item from getting into a failed state. They embrace what is traditionally known as ‘predictive’ and ‘preventive’ maintenance although RCM&Q uses the terms *scheduled restoration*, *scheduled discard* and *on-condition maintenance*

-default action: these deal with the failed state and are chosen when it is not possible to identify and effective proactive tasks. Default actions include *failure-finding*, *redesign* and *run-to-failure*.

These two categories correspond to the sixth and seventh of the seven questions which make up the basic RCM&Q decision process as follows:

- What can be done to predict or prevent each failure?
- What if a suitable predictive or preventive tasks cannot be found?

This deal with the criteria used to decide whether proactive tasks are technically feasible. The technical feasibility is defined as follows: a task is technically feasible if it is physically possible for the tasks to reduce or enable action to be taken to reduce the consequence of the associated failure mode to an extent that might be acceptable to the owner or user of the asset.

Two issues dominate proactive task selection form the technical view-point:

- The relationship between the age of the item under consideration and how likely it is to fail
- What happens once a failure has started to occur.

2.2. Predictive tasks

2.2.1. Technical Feasibility of On- condition Tasks

For each equipment is necessarily to defined same points:

- Point where failure starts to occur (not necessarily related to age),
- Point where we can find out it is failing (“potential failure’), noted “P”,
- Point where it has failed (functional failure), noted “F”.

The point in the failure process at which it is possible to detect whether the failure is occurring or is about to occur is known as a potential failure.

So, a potential failure is an identifiable condition which indicates that a functional failure is either about to occur or in the process of occurring.

Examples of potential failures include hot spots showing deterioration of furnace refractories or electrical insulation, vibration indicating imminent bearing failure, cracks showing metal fatigue, particles in gearbox oil showing imminent gear failure, excessive tread wear tyres.

If a potential failure is detected between point P&F it may be possible to take action to prevent or to avoid the consequences of the functional failure.

On condition tasks entail checking for potential failures, so that action can be taken to prevent the functional failure or to avoid the consequences of the functional failure.

For technical feasibility the criterias which any on-condition task must satisfy to be technically feasible can be summarised as follows :

Scheduled on-condition tasks are technically feasible if :

- it is possible to define a clear potential failure condition
- the P-F interval is reasonably consistent
- it is practical to monitor the item at intervals less than the P-F interval
- the nett P-F interval is long enough to be of some use (in other words, long enough for action to be taken to reduce or eliminate the consequences of the functional failure).

2.2.2. Categories of On-condition Techniques

The four major categories of on-condition techniques are as follows:

a.condition monitoring techniques, which involve the use of specialised equipment to monitor the condition of other equipment

b.techniques based on variations in *product quality*

c.primary effects monitoring techniques, which entail the intelligent use of existing gauges and process monitoring equipment

d.inspection techniques based on the *human senses*.

These techniques give as informations and recommendations about system and we can take reliability decision and implementing also.

These steps should ensure that:

- all the recommendation are approved formally by the managers with overall responsibility for the assets,
- all routine tasks are described clearly and concisely,
- all actions which call for once-off changes are identified and implemented correctly,
- routine tasks and operating procedure changes are incorporated into appropriate work packages,
- the work packages and once-off changes are implemented

2.2.3. The RCM&Q Audit

If it is correctly applied, the RCM&Q process provides the most robust framework currently available for formulating asset management strategies. These strategies affect the safety, environmental integrity and

economic well-being of the organization using the assets. Organization which uses RCM&Q should take great care to ensure that the people who apply it know what they are doing and also to satisfy itself that their decisions are sensible and defensible. The latter step is known as the RCM&Q audit.

RCM&Q audits entail a review of the contents of the RCM&Q information and decisions worksheets.

3. Measuring maintenance performance – maintenance performance should be focuses in two distinct view points:

a. how well maintenance ensures that assets continue to do what their users want them to do; this is usually referred to as *maintenance effectiveness* and it is likely to be of most interest to the users or ‘customers’ of the maintenance services,

b. how well maintenance resources are being used; this is referred to as *maintenance efficiency*.

a.Maintenance effectiveness We can measure how effectively an asset is fulfilling its function using: *how often it fails, how long it lasts, how long is out of service when it does fail, how likely it is to fail in the next period, efficiency*,

b.Maintenance efficiency – efficiency measures can be grouped into four categories: *maintenance cost, labour, spares and materials and planning and control*.

4.Conclusions – *If using RCM&Q will have “Higher Plant Availability and Reliability”*

The scope for performance improvement clearly depends on the performance at the outset. For example , an undertaking which is achieving 95% availability has less improvement potential than one which is currently only achieving 85%. Nonetheless, if it correctly applied, RCM&Q achieves significant improvements regardless of the starting point.

For instance, the applications of RCM&Q has contributed to the following:

– a 16% increase in the total output of the existing assets of a 24-hour 7-days processing plant. This improvement was achieved in 6 months and most of it was attributed to an exhaustive RCM&Q review done during this period,

– a 300-ton walking dragline in an open-cast coal mine whose availability rose from 86% to 92% in six months,

– a large holding furnace in a steel mill which achieved 98% availability in its first eighteen months of operation against an expectation 95%.

Bibliography

Bowers SV."Integrated Strategy for Predictive Maintenance of AC Induction Motors". Predictive Maintenance Technology National Conference. Indianapolis, Indiana. 4-6 December 1995

Cox SJ&Tait NRS. Reliability, Safety and Risk Management . Oxford. Butterworth Heinemann.1991

Dalley R. "Wear Particle Analysis". Predictive Maintenance Technology National Conference. Indianapolis, Indiana. 4-6 December 1995

Davis DJ:"An Analysis of Some Failure Data". Journal of the American Statistical Association, 47(258) 1952,

Gaertner JP. Demonstration of Reliability-Centred Maintenance. Palo Alto, California: Electric Power research Institute. 1989

Moubray JM.- Reliability- centered Maintenance, Second Edition

Moubray JM. "Maintenance and Product Quality" . International Conference on Total Quality, Hong Kong: 16-17 November 1989

Nowlan FS&Heap H. "Reliability – centred Maintenance . Springfield, Virginia: National Technical Information Service, US Department of Commerce.1978

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПОВЕРКИ ДАТЧИКОВ ИНФОРМАЦИИ

*Мирунко Виктор Николаевич,
«Полтавстандартметрология», 36029, г. Полтава, ул. Ген. Духова, 16,
тел.(05322)22460, e-mail: vikmr@standart.pl.ua*

На качество и функциональную надежность технических систем и процессов в значительной степени влияют своевременные поверки и/или повторные тарировки датчиков. Период времени между поверками и, как следствие, вероятность появления неверных показаний, можно уменьшить, если повысить быстродействие процесса тарировки, т.е. разработать метод построения статической характеристики датчика из динамического режима. Такой подход для инерционных датчиков позволит на порядок сократить время их поверок.

В общем виде динамика процесса тарировки описывается системой (1):

$$\dot{X}^*(t) = AX^*(t) + f[U^*(t)] + \varepsilon^*(t), \quad (1)$$

где $X^*(t)$ и $U^*(t)$ – переменные состояния и входа системы, $f[U^*]$ – искомая тарировка, $\varepsilon^*(t)$ – погрешность.

Модель (1) относительно i -й составляющей $x_i^*(t)$:

$$a_n \frac{d^n x_i^*}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} x_i^*}{dt^{n-1}} + \dots + x_i^*(t) = f[U^*(t)]. \quad (2)$$

Задача состоит в определении

$$x_i^*(t) = f(U^*) \quad (3)$$

при неизвестных a_j из произвольного динамического режима изменения $X^*(t)$ в G -области.

Воспользуемся априори известным свойством гладкости зависимости $f(U)$. Будем оценивать коэффициенты a_j уравнения (2) из условия гладкости зависимости $f(U)$:

$$(a_1, a_2) = \arg \min_{(a_1, a_2)} \sum_{k=1}^N \left(\frac{d^r x_{\text{ск}}(t_k)}{dU^r} \right)^2, \quad (4)$$

где r характеризует степень гладкости $f(U)$;

$$x_{\text{ск}}(t_k) = x(t_k) - a_1 \frac{dx(t_k)}{dt} - a_1 \frac{d^2x(t_k)}{dt^2} - \text{скомпенсированное по}$$

динамике значение $x(t_k)$.

Практически в (4) вместо производных берутся конечные разности соответствующего порядка, которые вычисляются по предварительно сглаженным с помощью сплайнов и упорядоченным по возрастанию U массивам данных.

Тестовый пример. $f(U) = 4U - 60 \sin(0,065U)$. Входное воздействие $U(t)$ – последовательность ступенек:

$$U(t) = U_{\max} \left[-1 + \frac{1}{8} \sum_{k=1}^{16} 1(t - k\Delta t) \right].$$

На $x^*(t)$ наложен 20% «белый шум».

Результат оценивания из условия (4) гладкости $f(U)$ при $r=1,2,3$ приведен на рис. 1.

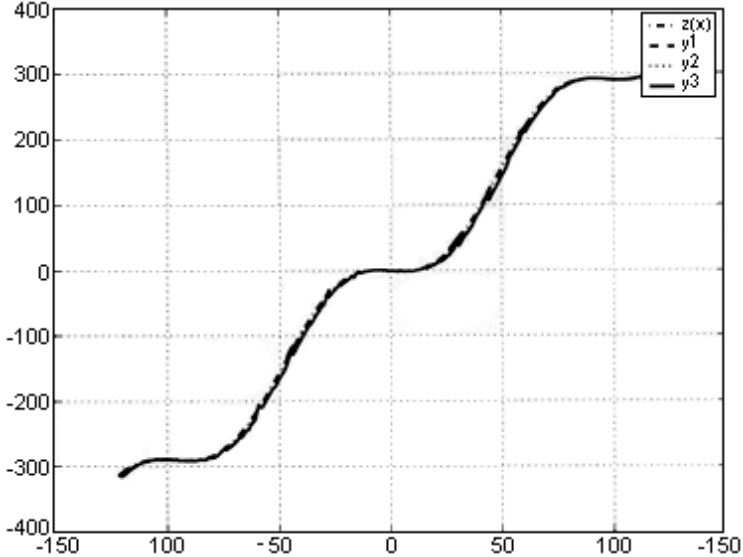


Рис. 1.

Как показали исследования, непараметрическая оценка $\hat{f}(U)$ с коррекцией динамики из условия (4) существенно ближе к истинной

$f(U)$, чем параметрическая МНК-оценка при совместном МНК-оценивании коэффициентов линейной и нелинейной части модели (2).

Пример практического применения. На рис. 2 приведена одна из балансировочных зависимостей для самолета М-17, полученная из условия (4) и аппроксимированная прямой (2), а также упорядоченная по N_y зависимость (3), построенная без компенсации динамики.

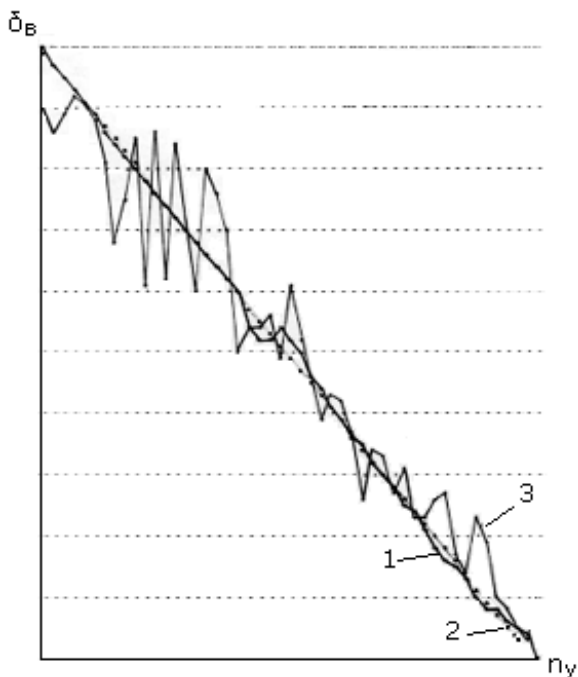


Рис. 2.

Предложенный метод может найти широкое применение в автоматизированных установках для проверки датчиков, а также в задачах идентификации нелинейных динамических объектов различной природы и назначения.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРА ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУХА В ВИБРАЦИОННОЙ СУШИЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ

*Франчук Всеволод Петрович, Джамиль Сами Салих Хаддад
Национальный горный университет, Украина, 49027, Днепрпетровск, пр.
Карла Маркса, 19, (0562)474553, AntsiferovO@nmu.org.ua*

Целью настоящих экспериментальных исследований является определение характера движения воздушных потоков в зависимости от скорости его подачи в вибрационную сушильную установку. Эксперименты проводились на лабораторном образце вибрационной сушильной установки. Конструктивная схема сушилки представлена на рис. 1.

Лабораторный образец включает в себя виброконвейер, загрузочный и разгрузочный шлюзовые питатели 13, нагнетательные 10, 11 и вытяжной 12 вентиляторы, а также фильтр очистки отработанного воздуха. В отличие от промышленного образца, здесь отсутствует теплогенератор, а группа очистного оборудования представлена рукавными фильтрами. Лабораторный образец вибрационного конвейера сушильной установки состоит из короба 1 с газораспределительной решеткой 2, делящей его на две части – нижнюю, предназначенную для подачи воздуха, и верхнюю, в которой осуществляется транспортирование материала и отвод газов. Газораспределительная решетка выполнена в виде жалюзей. Рабочая поверхность загрузочной секции также снабжена жалюзьями. Боковые стенки 9 верхней части короба выполнены из стекла. Короб установлен на несущей раме 8, которая опирается на виброизолирующие опоры 4 и приводится в движение двухвальным вибровозбудителем направленного действия 5 двигателем постоянного тока 14.

Воздушный поток может подаваться в сушилку в верхнюю, нижнюю или в обе части короба при помощи нагнетательных вентиляторов 10 и 11. Отсос воздуха осуществляется через патрубок 3 с помощью вытяжного вентилятора 12. Перед загрузочным 6 и после разгрузочного 7 отверстий установлены шлюзовые питатели 13. Далее приводятся результаты опытов с подачей воздуха в нижнюю часть сушилки.

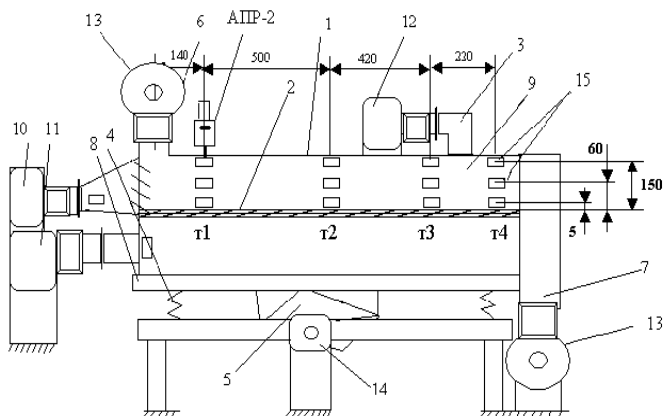
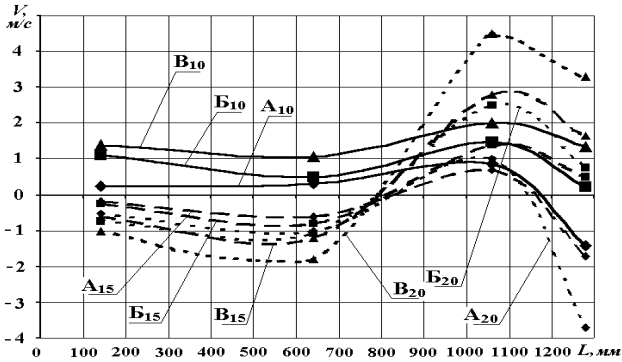


Рис.1. Конструктивная схема лабораторного образца вибрационной сушильной установки с комплексом измерительной аппаратуры

На первом этапе экспериментальных исследований определялся характер движения потоков воздуха в коробе вибрационного конвейера. Измерение скоростей воздушных потоков производилось в четырех точках t_1 , t_2 , t_3 , t_4 (рис.6), а высота расположения датчика измерительного прибора составляла 5, 60 и 150мм.

На рис. 2 сплошными линиями показаны кривые A_{10} , B_{10} , V_{10} с минимальной амплитудой изменения скорости воздуха по длине короба (скорость подачи воздуха в рабочую камеру 10м/с). Здесь наблюдаются три зоны, где скорость воздуха через жалюзи от первой точки до второй практически не изменяется, после чего несколько увеличивается и далее уменьшается.

На рис. 3 показана схема направления воздушных потоков в камере вибрационной сушильной установки при скорости подачи воздуха 15 и 20м/с. Этой картине соответствуют пунктирные кривые на рис.2. При поступлении воздуха в нижнюю часть камеры сушильной установки его скорость в верхней части постепенно уменьшается с удалением от места подачи, после чего возрастает за счет влияния патрубка отсоса воздуха. Таким образом, при скорости подачи воздуха 15 и 20м/с (кривые A_{15} , B_{15} , V_{15} , A_{20} , B_{20} , V_{20}) из-за эжекции наблюдаются обратные потоки, где воздух на расстоянии от 140 до 800 мм вытягивается под решетку, и далее направляется в вытяжной патрубок. Такой режим при подаче материала вызывает его просыпание через решетку и торможение движения.



Скорость отсоса воздуха, м/с	Скорость подачи воздуха, м/с	Высота измерения от поверхности решетки, мм		
		150	60	5
10	10	A ₁₀	B ₁₀	B ₁₀
15	15	A ₁₅	B ₁₅	B ₁₅
20	20	A ₂₀	B ₂₀	B ₂₀

Рис. 2. Кривые зависимости скорости движения воздуха по длине короба

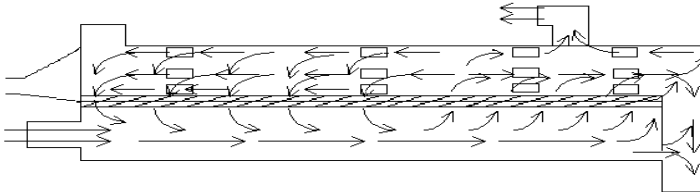


Рис. 3. Схема направления потоков воздуха по длине короба при скорости подачи 15 и 20 м/с

На остальных кривых (обозначены пунктирами) также наблюдаются три зоны, где скорость воздуха от первой точки до второй изменяется незначительно, затем резко увеличивается до точки 3 и далее уменьшается. Увеличение скоростей в точке 3 объясняется влиянием патрубка отсоса воздуха в этом месте.

Второй этап проводился при условиях первого этапа эксперимента, но с изменением места расположения патрубка для отсоса воздуха. С целью определения влияния положения патрубка на скорость транспортирования материала его переместили на расстояние 650 мм от начала короба. Эксперимент проводился при подаче воздуха в нижнюю часть короба, без транспортировки материала и углом наклона жалюзей 2.

На рис.4 показаны кривые зависимости скорости движения воздуха от длины короба при центральном расположении вытяжного патрубка. В этом случае при подаче воздуха со скоростью 15м/с скорость обратных потоков в начале короба не изменилась по сравнению с предыдущим экспериментом, а за пределами вытяжного патрубка наблюдалось увеличение скорости обратных потоков. При измерении скорости потока на расстоянии 5мм от поверхности решетки при подаче воздуха 10 и 15м/с, обратные потоки за пределами вытяжного патрубка отсутствовали, но их направление быстро менялось по высоте в сторону вытяжного патрубка.

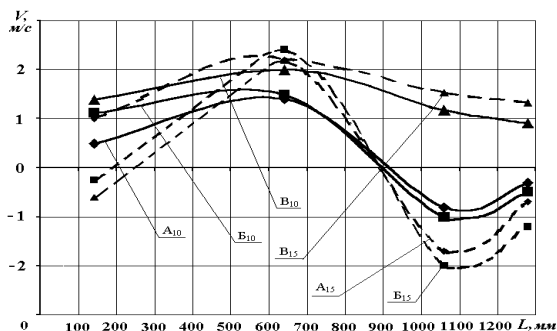


Рис. 4. Кривые зависимости скорости движения воздуха по длине короба

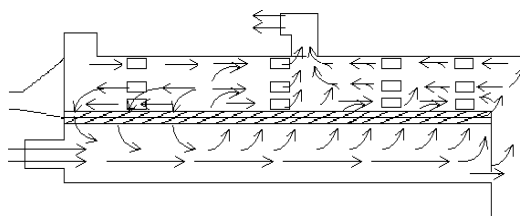


Рис. 5. Схема направления потоков воздуха по длине короба при скорости подачи 15-20 м/с

На рис.5 представлена схема направления потоков воздуха при скоростях подачи 15 и 20м/с, когда отсос воздуха осуществляется в центре короба. Из рисунка видно направление потоков воздуха сверху вниз, а также их движение в обратном направлении (против направления его подачи) за пределами вытяжного патрубка.

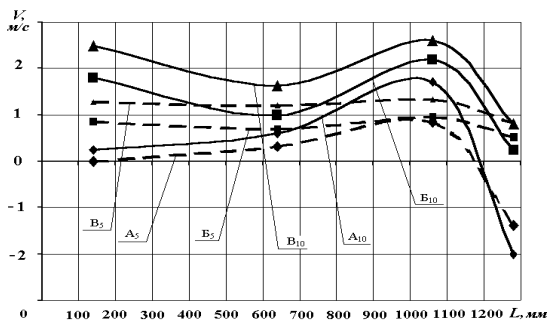


Рис. 6. Графики изменения скорости движения воздуха по длине короба.

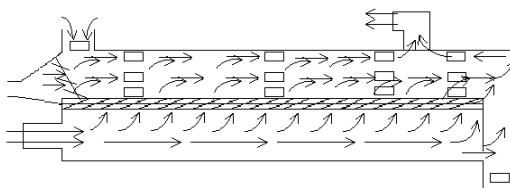


Рис. 7. Схема направления потоков воздуха по длине короба при скорости подачи 5-10 м/с, без шлюзовых питателей

Для достижения равномерного распределения потоков по всей длине короба и равномерного воздействия их на материал необходимо подавать воздух в обе части короба. Толщина слоя материала в этом случае может достигать 60мм. Место расположение вытяжного патрубка требуется перенести в конец короба. Результаты этих опытов показаны на рис.6.

Воздух подавался одновременно в нижнюю и в верхнюю части короба со скоростью 5м/с (кривые A_5 , B_5 , B_5) и 10м/с (кривые A_{10} , B_{10} , B_{10}). Материал на этом этапе не использовался. При скоростях подачи 5 и 10м/с в верхнюю часть короба расход воздуха составлял соответственно $3,534 \times 10^3$ и $7,069 \times 10^3 \text{ м}^3/\text{с}$. Суммарная подача воздуха соответствовала его суммарной вытяжке. В этом случае при подаче воздуха со скоростью до 10м/с характер движения воздуха не изменяется по сравнению с картиной, представленной на рис.2.

Проводились также экспериментальные исследования с целью определения влияния шлюзовых питателей. Определялся характер движения потоков воздуха в коробе виброконвейера при различных скоростях его подачи без материала и при наличии материала, со

шлюзовыми питателями и при свободной загрузке. Эксперименты показали, что при подаче воздуха в нижнюю или в обе части короба происходит захват воздуха из загрузочной секции со скоростью 0,5 м/с. В разгрузочной секции измерения показали отсутствие потоков воздуха. Следовательно, вибрационная сушильная установка, при соответствующем выборе параметров воздушных потоков (рис.7) может работать без шлюзовых питателей.

Из выше изложенного делаем вывод о том, что скорости подачи воздуха в вибрационном конвейере сушильной установки выше 10 м/с приводит к сложным явлениям похожим на процесс эжекции, где образуются вихри, которые препятствуют движению направленного потока.

НЕКОТОРЫЕ ПРОБЛЕМЫ ДИАГНОСТИКИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ НАДЕЖНОСТИ РОТОРНЫХ СИСТЕМ

Сокол Владимир Морицевич

Институт прогрессивных исследований, п.я. 5193, Арад 89151, Израиль,
Тел. 972 8 9979205; 942 54 7765658. E-mail; vmsokol@012.net.il

Многообразие существующих систем и методов технической диагностики и контроля (прогнозирования) надежности отражено в обширной научно-технической литературе. К таким методам можно отнести системы, основанные на стохастическом моделировании [1-3], системы, построенные на анализе нечетких множеств [3-5], интеллектуальные справочные системы [6] и многие другие. Можно выявить общие признаки, характерные для диагностических систем, основанных на применении различных методов диагностики. Независимо от принципа действия диагностическая система способна функционировать, если на ее вход поступает информация о текущем состоянии диагностируемой роторной системы, формируемая датчиками состояния $D_1 - D_3$ (рис. 1), измеряющими рабочие параметры ротора. Сравнение рабочих параметров с нормативными параметрами позволяет определить состояние роторной системы и идентифицировать возможные повреждения и дефекты. Сохранение информации о текущих рабочих параметрах, нормативных параметрах и идентифицируемых повреждениях и дефектах в постоянно обновляемой базе данных с учетом динамики изменения рабочих параметров позволяет аппроксимировать последние для прогнозирования надежности роторной системы.



Рис. 1. Структура систем диагностики и прогнозирования надежности

Наибольшее распространение в механике получили системы вибродиагностики роторов, основанные на измерении параметров вибрации [7-9]. Широко распространены также системы диагностики, основанные на сравнении входных и выходных параметров рабочего тела (пара, газа, воды и т.п.) [10]. Очевидно, что контроль состояния роторной системы как необходимый элемент таких систем диагностики осуществляется путем измерения параметров, являющихся по своей природе вторичными параметрами, поскольку эти параметры определяются фундаментальными механическими параметрами (момент инерции, динамический момент, момент сопротивления вращению и т.п.), которые можно отнести к первичным параметрам. Проблема состоит в том, что такие фундаментальные механические параметры роторных систем не поддаются непосредственному измерению. Существуют различные методы измерения первичных параметров [11-13], однако эти методы являются методами измерения лабораторного типа, требующими применения специального оборудования, и непригодны для непрерывного (online) измерения в режиме эксплуатации машины. По этой причине в инженерной практике отсутствуют диагностические системы, основанные на измерении первичных механических параметров.

В последнее время при исследовании объектов динамики все более широкое применение находит решение обратной задачи [14-16]. Поскольку названные выше первичные механические параметры роторной системы определяют все прочие ее параметры (в том числе параметры колебаний ротора), решение обратной задачи позволяет идентифицировать первичные параметры при исследовании колебаний ротора [17-19]. Идентификация фундаментальных механических параметров роторной системы, их сравнение с нормативными параметрами позволяют осуществить техническую диагностику, причем замена измеряемых в настоящее время вторичных параметров фундаментальными первичными параметрами значительно повышает точность измерений и надежность диагностической системы. Накопление в памяти диагностической системы (в памяти компьютера, реализующего функции системы) результатов идентификации фундаментальных первичных параметров ротора и их сравнения с нормативными параметрами, отслеживание динамики изменения этих параметров, возможность восстановления и анализа этих данных постфактум позволяют осуществить обнаружение повреждений и дефектов на ранней стадии их развития, оценить допустимость дальнейшей эксплуатации, прогнозировать техническое состояние и

надежность, оптимизировать режим эксплуатации для осуществления безаварийной работы роторной системы.

Литература

1.Kapur K.C. (2005). Multi-state reliability: models and applications. *Proceedings of the International symposium "Stochastic models in reliability, safety and logistics"*. Beer-Sheva.

2.Liu Yung-wen, Kapur K.C. (2005). Stochastic customer-centered measures for multi-state reliability, *Proceedings of the International symposium "Stochastic models in reliability, safety and logistics"*. Beer-Sheva.

3.Elishakoff I. (1998). Three versions of the finite element method based on concepts of their stochasticity, fuzziness, or anti-optimisation, *AMR Appl. Mech. Review.* 51, 3, 209-218.

4.Chang W. et al. (2003). Output Feedback Fuzzy Control for Uncertain Nonlinear Systems, *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control.* 125, 521-530.

5.Кондратенко Н.Р., Куземко С.М. (2004). Нечеткие логические системы с использованием нечетких множеств общего типа, *Труды Института прогрессивных исследований, Выпуск 4.* стр. 17 – 32. Арад: Изд-во ИПИ.

6.Бравый К., Буравлев С., (2000). Разумные Советующие Системы для обеспечения безопасности полета самолетов, *Научный Израиль – Технологические достижения*, Т. 2.

7.Гольдин А.С. (1999). *Вибрация роторных машин.* Москва: Машиностроение.

8.Урьев Е.В., Агапитонова Ю.Н. (2004). Новое поколение интегрированных в АСУТП блоков систем диагностики турбоагрегатов, *Сб. трудов 3-й международной научно-технической конференции «Динамика роторных систем и вибрационных процессов».* Хургада (Египет).

9.Bubulis A., Jurenas V., Zebelys K. Condition assessment of the low-speed hydroturbine, *Сб. трудов 3-й международной научно-технической конференции «Динамика роторных систем и вибрационных процессов».* Хургада (Египет).

10. Bravy K. et al. (1996) Advisory systems of new type for diagnostics of steam turbines, *American Energy Conference.*

11.Поджаренко В.А., Кучерук В.Ю. (1996). Информационно-измерительная система механических характеристик электрических машин, *Новые технологии, материалы, оборудование (1-е*

международные академические чтения). Киев: Украинская технологическая академия.

12. Кухарчук В.В. та ін. Математична модель вимірювального перетворення динамічного моменту електричних машин, *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. 3. 63-70.

13. Гернет М.М., Ратобильский В.Ф. (1969). *Определение моментов инерции*, Москва: Машиностроение.

14. Stefan R.S. (1996). An inverse problem concerning flight dynamics with rotors influence, *Сб. Трудов международной конференции «Динамика роторных систем»*. Хмельницкий.

15. Ройзман В.П. (1996). Множественная обратная задача, *Сб. Трудов международной конференции «Динамика роторных систем»*. Хмельницкий.

16. Inoue H., Harrigan J., Reid S. (2001). Review of inverse analysis for indirect measurement of impact force, *AMR Appl. Mech. Review*. 54, 6, 503-524.

17. Сокол В.М. (2003). Момент инерции и колебания статически неуравновешенного ротора. *Труды Института прогрессивных исследований. Выпуск 3*. стр. 7-31. Арад: Изд-во ИПИ.

18. Сокол В.М. (2004). Тензор инерции и колебания динамически неуравновешенного ротора. *Труды Института прогрессивных исследований. Выпуск 4*. стр. 13-20. Арад: Изд-во ИПИ.

19. Rojzman V.P., Sokol V.M., (2005), Some Identification Problems of Rotor's Stochastic Mechanical Parameters in On-line Process of diagnostics, *Proceedings of the International symposium "Stochastic models in reliability, safety and logistics"*. Beer-Sheva.

CONDITION EVALUATION OF THE HIGH POWER TURBOGENERATOR AS MECHATRONIC SYSTEM

Vytautas BARZDAITIS*, Vytautas BARZDAITIS V.**,

Remigijus JONUSAS*, R. DIDZIOKAS***

*Kaunas University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering Mickevičiaus St. 37, LT-44244, Kaunas, Lithuania, E-mail:vytautas.barzdaitis@ktu.lt, tel. +370 37 323863;

Lithuania, E-mail:remigijus.jonusas@ktu.lt, tel. +370 37 323417; **Vytautas Magnus University Computer Science Department Vileikos St. 8, Kaunas, Lithuania;

v.barzdaitis@if.vdu.lt, tel. +370 61034224; ***Klaipeda University, Department of Mechanical engineering, Biųnų St. 17, Klaipeda, Lithuania; rdidz@irs.lt, tel. +370 46 398692

Summary

The paper presents installation and research results of Machine Condition Monitoring and Diagnostics System of the High Power Turbo Generator. The basic renovations of long time used turbo generators, especially installing modern control technology, pushes power generating machines to mechatronic science objects area. The machine bearings journals relative vibration displacements are decisive informative in the diagnostics in comparison with bearings absolute vibration data. The effectiveness of monitoring system for safe run of turbo generator is decisive.

Keywords: *diagnostics, condition monitoring system, turbo generator, vibration*

1.Introduction

Most of High Power Generating machines operation time is more than 20-40 years through out the world. But perspective requirements to those machines are to operate safely, to provide higher availability and efficiency. Only modernization including automatic operation control technique as modern mechatronic systems will help to achieve this task. The stationary machine condition monitoring, protection, diagnostics and failure preventive system is part of the renovation project [1, 3, 5]. In this presentation the modernization of turbogenerator, specificity of installation and operation of permanent condition monitoring, protection and diagnostic system have been studied.

2.High Power Turbogenerator Condition Monitoring System

The turbogenerator online condition monitoring, safety and diagnostics system with vibration, geometric measurements and technological parameters measurements sensors, electronic instrumentation provide the protection on machine level, supervision possibilities, as well as analytical and diagnostic facilities to identify causes of malfunction, Fig.1.

The eddy current contact less sensors (SVi) measures journals vibration displacements peak-to-peak values $S(p-p)$ reference to the bearings (ISO 7919-1,2) and journal static displacement (Fig. 2). These sensors are adjusted to the electronic converters and to the measuring material with sensitivity 8-16 V/mm, linearity error <1.5%, frequency range 0-10 000 Hz. Due to the contact less measuring principle, small dimensions, a rugged construction and the endurance against aggressive media, this type of sensors is used in turbo machines.

The seismic electro-dynamic transducers (BViV, BViH, BV2A, Fig.1, Fig.5) measures bearing housings absolute vibration in the frequency ranges 4-1000 Hz and provide electronic signals proportional to the vibration velocities (ISO 10816-1,2). The transducers sensitivity is 20-30 mV/mm/s at 50 Hz, linearity error <2%, Fig.5.

The key-pulse eddy current contact less sensor (KP) running from a key notch manufactured on shaft at 8th bearing. The key-pulse together with vibration measurements realize machine protection system and provide the information for designing vibration data formats, analysis and diagnostics, e.g. unbalance, misalignment, cracks etc.

The rotation speed measurements run by two contact less high resolution sensors with fast internal electronics and the sharp edge output pulses runs from turning gear teeth. The speed measurement system with two channels increase safety against inadmissible over speeds and is integral part of machine protection system.

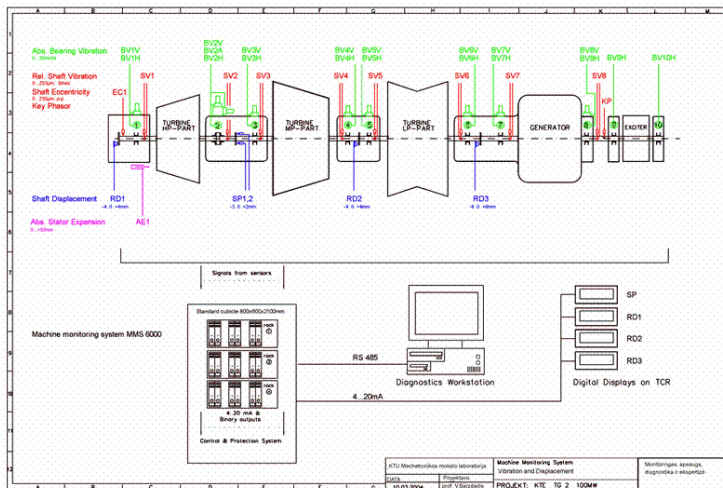


Fig.1 The schematic plot of steam turbine – electric generator with monitoring system

The High Pressure Rotor (HPR) shaft eccentricity measurement eddy current contact less sensor (EC1) measures displacement value S_{p-p} of bent rotor up to 500 rpm and is part of the turbine automatic protection system.

The axial position measurements at 2nd radial-axial thrust bearing are provided with two sensors (SP1, 2). The axial displacement on HPR bearing 2nd varies between -1.2 mm and +1.2 mm and the reference point is the thrust bearing support at which sensors are mounted.

The relative (differential) expansion – the axial positions of the rotors with respect to the HPR casing measured by sensor RD1 placed near 1st bearing. The Middle Pressure Rotor (MPR) casing measured by sensor RD2 placed near 4th bearing and the Low Pressure Rotor (LPR) casing measured by sensor RD3 placed near 6th bearing. These measurements are provided at some distances from the 2nd thrust bearing. These rotors axial positions relative to the casings affect axial clearances and are results of different rotors to the casings thermal expansions rates especially during start up and shutdown of turbo generator.

The absolute casing expansion of the HPR cylinder measured by two DC Linear Variable Differential Transformers – LVDT (AE1, 2) placed near the 1st bearing on the right and left sides of the cylinder.

The machine protection system of turbogenerator works using signals from bearings seismic transducers of V_{rms} values (ISO 10816-2), proximity probe sensors signals of S_{max} or $S_{(p-p)max}$ values (ISO 7919-2), from LVDT signals proportional to axial thrust position measurements values, bearings white metal temperature measurements, etc.

The diagnostics system based on universal Software realizes main vibration data formats in steady-state continuous run mode (the journal kinetic orbits, time base plots, polar plots, half and full vibration spectrum plots, trend plots, average shaft centerline plots, barographs, for long continuous operation APHT – Amplitude-Phase-Time plots) and start up/shut down modes of operation (Bode plots, polar plots, full spectrum cascade plots, journals centerlines plots, orbits).

3. Monitoring and Diagnostics Results

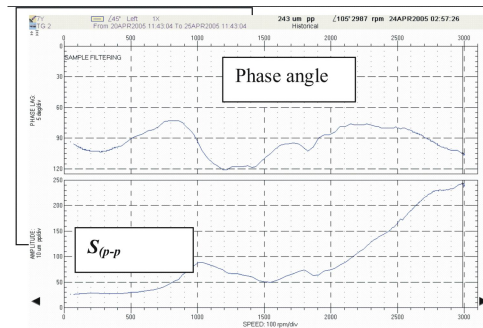
The dynamics of turbogenerator was investigated during varying loading and at run up and shut down of machine. The main task was to identify severe mechanical vibration sources and identified causalities of these vibrations. The monitoring results (S_{max} , $S_{(p-p)}$, Δr -gap in the bearing, v_{rms} , etc.) are given in steady state and transient data formats and adapted for the analysis with diagnostic software BNC 3500 [1, 2, 4]. The bearings housings absolute vibration velocities data are presented with process parameters.

Rotating system bearing's shafts relative vibration displacements

The HPR 1st and 2nd bearing Bode plots data format, designed from measurements of SViXY sensors, indicated extended rotation speed interval of resonance phenomenon of HPR at 1800-1250 rpm and rubs of HPR steam sealings. The maximum values of shafts displacements from time integrated mean position zero are low (1st bearing shaft $S_{max1} = 55-72 \mu\text{m}$ and 2nd bearing shaft $S_{max2} = 58-72 \mu\text{m}$) and are independent from active loading of the machine. The MPR 3rd and 4th bearing's vibration displacements $S_{max3,4} < 65 \mu\text{m}$ and technical condition is satisfactory in long term continuous run (Table 1).

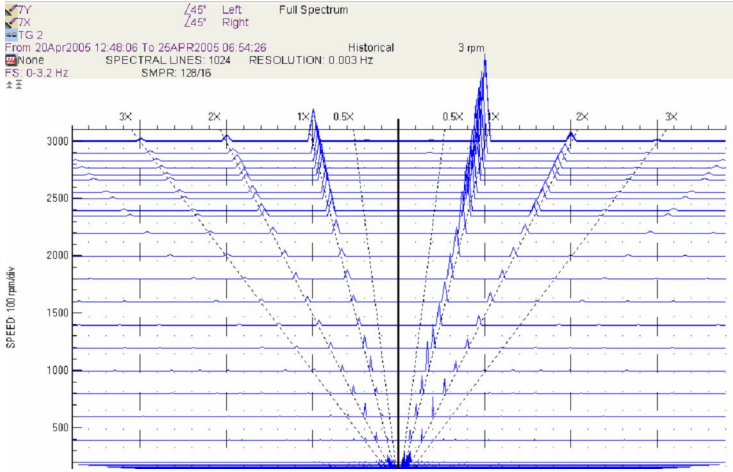
The LPR 5th bearing's shaft vibration displacement is high $S_{max5} = 90 \mu\text{m}$, but 6th bearings vibration displacements $S_{max6} = 134 \mu\text{m}$ are severe for long term continuous run of turbine. The 6th bearing is radial and orbit has elliptical form, but additional vibration data formats showed that LPR has permanent bent shaft centerline that is unrelated with unbalance.

The electric Generator Rotor (GR) 7th and 8th bearings vibration shows existing problems in the rotating system of LPR and GR rotating system. In Fig.2 the Bode plot during shut down of machine indicates comparatively high vibration displacements at 3000 - 2750 rpm. The 7th bearing journal provide highest vibration displacement values $S_{max7} = 133 - 150 \mu\text{m}$. The 1X frequency vibration dominated in vibration displacement spectra.

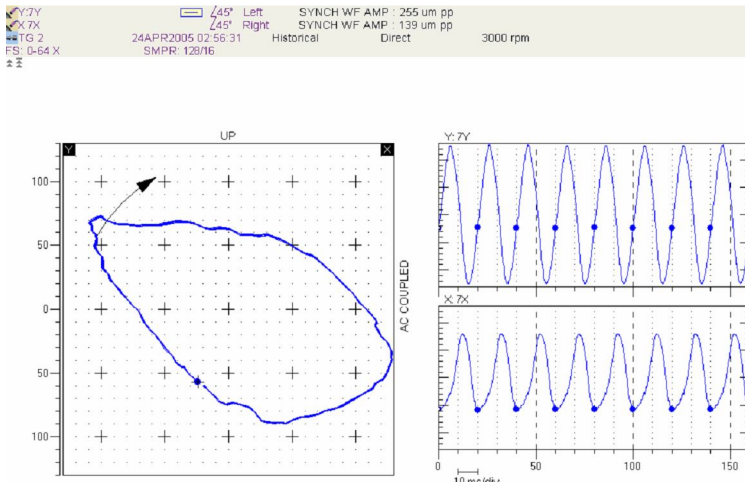


GR 7th bearing shaft with installed two contact less vibration displacement measurement sensors 7Y (left) and 7X (right)

Fig. 2 The Bode plot of GR 7th bearing's journal at shut down, measured by SP7Y sensor: vibration displacement of $S_{(p-p)} = 243 \mu\text{m} \angle 105^\circ$ at 1X=2987 rpm; proximity probes location on 7th bearing shaft view



a) The full spectrum cascade plot



b) Orbit and XY time base plots

Fig. 3 The vibration displacements data formats of 7th bearing acquired by measurements of both proximity probes SP7X and SP7Y

The full vibration displacement spectrum cascade of the 7th bearing journal, as the spectrum of the orbit and XY time base plot, is shown in Fig.3a, b. The full spectrum frequencies and magnitudes of vibration

monitored at changing rotation speeds indicated the increased vibration intensity when rotation speed goes down from 3000 rpm. This is the indicator of changing dynamic stiffness of 7th bearing due to misalignment of LPR and GR coupling.

The vibration displacement spectrum of 8th bearing journal indicates many harmonics (1X, ..., 9X) as shown in the half spectrum waterfall plot in Fig. 4. But the vibration intensity of 8th bearing journal is less in comparison with 7th and 6th bearings journals. The high vibration displacement amplitude at 50 Hz and harmonics in the coastdown region indicates about existence of nonlinearities caused by increased looseness in the 8th bearings. The kinetic orbits of the 8th bearing journal at different rotation speeds (500, 1093, 1596 resonance, 2496 and 2734 second resonance, and 3000 rpm) indicated existence of the amplified looseness in the 8th bearing journal structure. Vibration intensity increases when the power is switch of at 24 April 02:57:02 (Fig. 5). The 1X frequency vibration displacement increased as 2X and 3X harmonics too in comparison with steady state run.

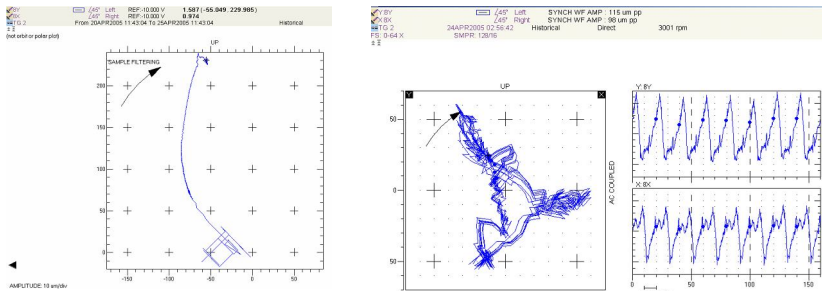


Fig. 4 The half spectrum waterfall of generator rotor's 8th bearing's journal vibrations, measured by SV8X sensor indicates the misalignment problem of rotating system and looseness

3.2. Rotating system bearing's housings absolute vibration velocities

The bearing housing absolute vibration velocities monitored by electro-dynamics seismic transducers in vertical (BViV) and horizontal (BViH) directions. The 2nd radial-axial bearing has three transducers placed in vertical, horizontal and axial (BV2A) directions (Fig. 6).

The vibration intensity using bearings absolute vibration velocity values V_{rms} and bearings journal relative vibration displacement values S_{max} (or $S_{(p-p)max}$) shown in Table 1. The inconsistencies of absolute and relative vibration data are evident. The precise data for evaluation technical condition of rotating system is relative vibration displacements.

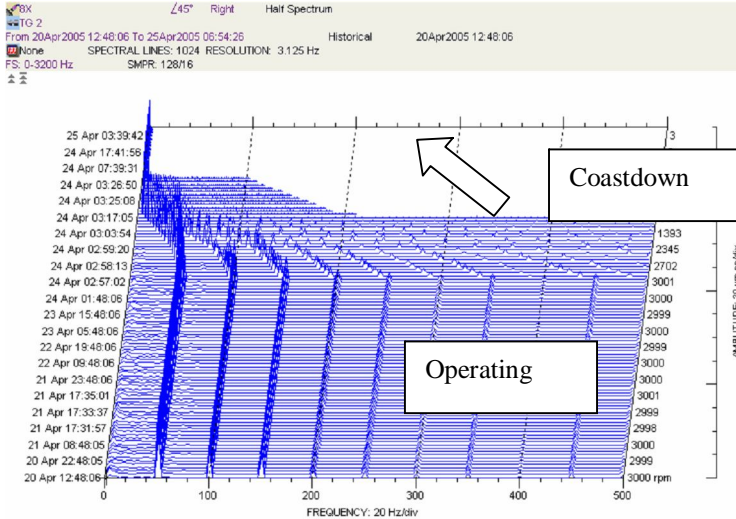
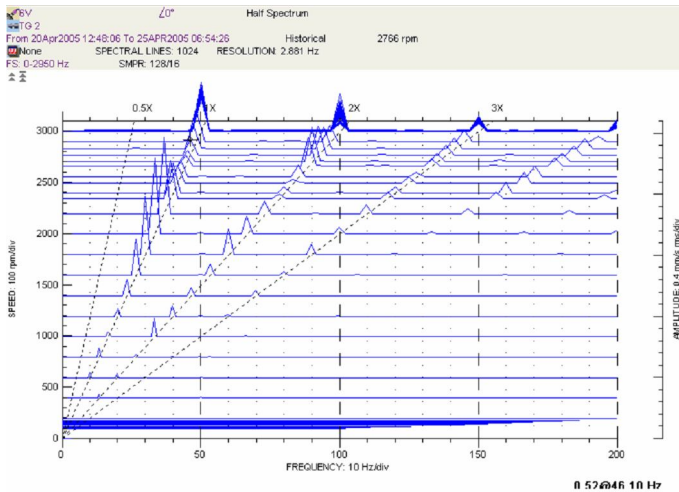


Fig. 5 The half spectrum waterfall of GR 8th bearing's journal vibration displacements, measured by SV8X sensor

Turbo generator's bearings absolute vibration velocities V_{rms} values are low (from 1.12 mm/s till 3.9 mm/s) and are acceptable according requirements of ISO 10816-2. For example, the LPR 6th bearing's $V_{rms}=1.05$ mm/s, GR 7th bearing's $V_{rms}=3.8$ mm/s and 8th bearing's $V_{rms}=3.9$ mm/s. The vibration velocity spectra of GR bearings involve 1X and higher frequency harmonics but is less informative in comparison with relative vibration displacements data.

Table 1. Vibration severity at 100 MW power loading

Directi- ons	Steam turbines bearings						Electric generator berings	
	HPR		MPR		LPR			
	1	2	3	4	5	6	7	8
Bearing's housings absolute vibration velocities V_{rms} (mm/s) values								
V	0.70	0.30	1.10	1.00	1.90	1.80	3.20	1.90
H	0.90	0.70	1.40	0.90	2.30	0.90	3.80	3.90
A	-	0.40	-	-	-	2.60	2.88	5.84
The maximum values of shafts relative to bearings displacements S_{maxi} (in micrometers, μm)								
	70	57	65	59	90	134	135	62



Three electrodynamic vibration velocities transducers on 2nd bearing's housing placed in vertical (BV2), horizontal (BH2) and axial (BA2) directions

Fig. 6 The LPR 6th bearing absolute vibration velocity half spectrum waterfall, measured by BV6 transducer; 2nd bearing transducers view

4. Conclusions

1. The stationary machine condition monitoring, protection and diagnostics system is integral part of machine control system; high power turbogenerator stationary system at first must provide shafts relative to bearing vibration displacements.
2. LPR and GR bearings shafts provide not acceptable relative vibration displacements that caused failures of machine elements.
3. The bearings absolute vibration velocities values V_{rms} are low and are direct opposite in comparison with high relative vibration displacement values; this is inconsistency of relative and absolute vibration data.

REFERENCE

- [1] Bently Donald E. Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Library of Congress Control Number 2002094136, ISBN 0-9714081-0-6. Bently Pressurized Bearing Company, printed in Canada, first printing. - 2002. – 726 pp.
- [2] Muszynska Agnieszka (Agnes) Rotordynamics. –CRC Press, Taylor & Francis, ISBN: 0-8247-2399-6 2005. New York, Printed in USA.-1128 pp.
- [3] Goldin A. S. Vibracija Rotornich Mashin (in Russian). – Moskva, Mashinostroenije, 1999. - 344 p.
- [4] Barzdaitis Vytautas, Činikas Gintautas. Monitoring and diagnostics of Rotor Machines (in Lithuanian). - Kaunas: Technologija, 1998.-364p.
- [5] V. Barzdaitis, R. Jonusas, M. Bogdevičius, R. Didžiokas, Dynamics of Turbine Rotating System with Toothed Wheel Coupling. Proceedings –The 3rd International Symposium on Stability Control of Rotating Machinery.- Cleveland, Ohio, 19-23 September 2005, Cleveland, Ohio, Minden, Nevada, USA, **2005**, p. 320-329.

НЕПРЕРЫВНОЕ ИЗМЕРЕНИЕ СТОХАСТИЧЕСКИХ МЕХАНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНЫХ СИСТЕМ КАК ФАКТОР ПОВЫШЕНИЯ НАДЕЖНОСТИ

Сокол Владимир Морицевич

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

Тел. 972 8 9979205; 942 54 7765658. E-mail; ymsokol@012.net.il

Надежность машин и механизмов может быть определена как их свойство выполнять заданные функции, сохраняя во времени значения установленных параметров в заданных пределах, соответствующих заданным режимам и условиям использования. Необходимость поддержания заданных значений установленных параметров в течение всего периода работы определяет необходимость непрерывного измерения таких параметров. При этом непрерывное сравнение результатов измерения параметров с их заданными значениями позволяет непрерывно диагностировать техническое состояние машины, а динамика изменения параметров и ее аппроксимация в область, выходящую за пределы допустимых значений, позволяет прогнозировать возможные неисправности на ранних стадиях развивающегося деструктивного процесса, тем самым повышая надежность. При исследовании машин и механизмов различного назначения, содержащих роторные системы, вращение их роторов принято считать стационарным процессом. Однако такой подход игнорирует многие факторы, нарушающие стационарность вращения ротора. К таким факторам в первую очередь следует отнести процессы пуска (разгона) и торможения машин и механизмов. Нестационарность положения оси вращения ротора электродвигателя при его разгоне показана на рис. 1 [1].

К факторам, обуславливающим нестационарность вращения ротора, можно отнести изменение трения в опорах, зависящего от внешних факторов (температура, давление и т.п.), переменное технологическое сопротивление вращению, изменяющийся эксплуатационный дисбаланс и т.д. Очевидно, что факторы, влияющие на вращение ротора, являются случайными величинами, что позволяет считать вращение ротора стохастическим процессом.

Стохастический характер вращения ротора проявляется (наряду с другими параметрами) в положении его оси вращения в пространстве [2], зависящем как от упомянутых случайных

факторов, так и от эксцентриситета массы и угловой скорости (рис. 2) [3].

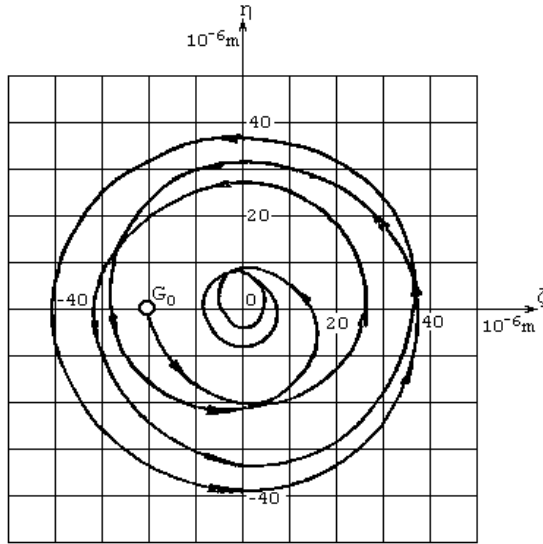


Рис. 1. Смещение ротора электрической машины при его разгоне

Количественная оценка величины радиального смещения, как показано в работах [3, 4], может быть определена выражением:

$$\lambda = \varepsilon \left[1 + \frac{\omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_r^2 \omega^2}} \right], \quad (1)$$

где Ω – резонансная частота и μ_r – коэффициент демпфирования радиальных колебаний.

При этом смещение оси вращения ротора вызывает изменение момента инерции, приведенного к этой оси [3, 4] и, следовательно, стохастическое изменение всех динамических параметров и характеристик ротора в процессе его эксплуатации. Последнее обстоятельство делает очевидной необходимость непрерывного измерения динамических параметров и характеристик вращающегося ротора как фактора повышения надежности его эксплуатации.

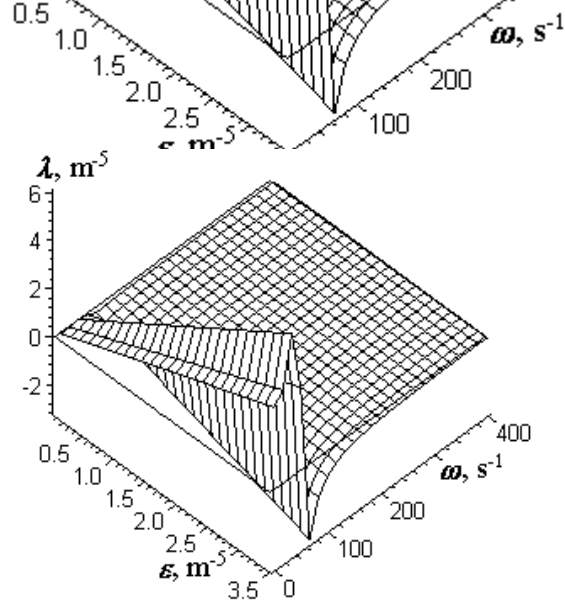


Рис. 2. Зависимость смещения ротора от эксцентриситета массы и угловой скорости

В работах [3, 4] показано, что момент инерции, приведенный к оси вращения, может быть определен при решении обратной задачи в виде функции параметров радиальных и угловых колебаний ротора:

$$J_R = \frac{m\varepsilon^2\omega^2}{\varphi_{fv}\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_\varphi^2\omega^2}} \left[1 + \frac{\omega^2 \operatorname{sign}(\Omega^2 - \omega^2)}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4\mu_\varphi^2\omega^2}} \right], \quad (2)$$

где m – масса ротора, φ_{fv} – вынужденные угловые колебания ротора, μ_φ – коэффициент демпфирования угловых колебаний ротора, t – время.

Непрерывное определение (идентификация) момента инерции согласно (2) является ключевым фактором при комплексном определении целого ряда динамических параметров ротора (динамического момента, сопротивления вращению, параметров эксплуатационного дисбаланса), что наряду с измеряемыми непосредственно параметрами (угловой скоростью, радиальным смещением, радиальными и угловыми колебаниями) позволяет достаточно адекватно в непрерывном режиме регистрировать динамические характеристики вращающегося ротора. Очевидно, что непрерывное определение фундаментальных динамических параметров роторной системы позволяет осуществить

высококачественную диагностику ее состояния и прогнозирование надежности.

Из (2) следует, что приведенный момент инерции ротора может быть определен, если известны параметры его угловых и радиальных колебаний. Последние могут быть определены системой датчиков, отслеживающих в непрерывном режиме положение в пространстве и колебания оси вращения ротора (рис. 3).

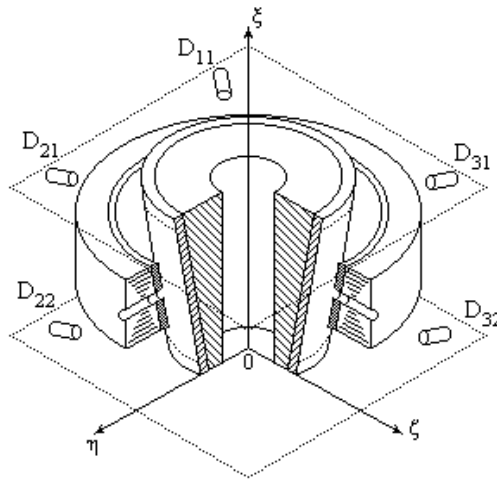


Рис. 3. Система измерения радиальных и угловых перемещений ротора

Из уравнения (1) следует, что величина радиального смещения ротора $\lambda > \varepsilon$ в области дорезонансных частот ($\omega < \Omega$) и $\lambda < \varepsilon$ в области зарезонансных частот ($\omega > \Omega$). Из этого уравнения следует также, что при гармоническом возбуждении

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} \lambda = 0, \quad (3)$$

т.е., при бесконечно большом увеличении угловой скорости радиальное смещение ротора приобретает нулевое значение, а ось вращения ротора совмещается с его осью симметрии [3]. Последнее позволяет определить главный центральный момент инерции ротора в виде:

$$J_C = \lim J_R \quad (4)$$

Однако в случае периодического негармонического возбуждения бесконечно большое увеличение угловой скорости ω

не приводит к нулевому значению радиального смещения, и последнее имеет вид [4]:

$$\lim_{\omega \rightarrow \infty} \lambda = \varepsilon(1 - k) \neq 0, \quad (5)$$

где k – порядок высшей гармоники.

Зависимость радиального смещения λ ротора от угловой скорости ω и порядка высшей гармоники k при периодическом негармоническом возбуждении показана на рис. 4. Сравнение трехмерных графиков, представленных на рис. 1 (гармоническое возбуждение) и рис. 4 (периодическое негармоническое возбуждение) показывает, что характерной особенностью зависимости $\lambda = \lambda(\omega, k)$ для периодического негармонического возбуждения является расщепление поверхности трехмерного графика в области резонансных частот, обусловленное различием резонансных частот для разных гармоник периодического возбуждения. Следует заметить, что такое расщепление тем шире, чем больше периодическое возбуждение отличается от гармонического и чем больше гармоник необходимо для адекватного описания периодического возбуждения [4].

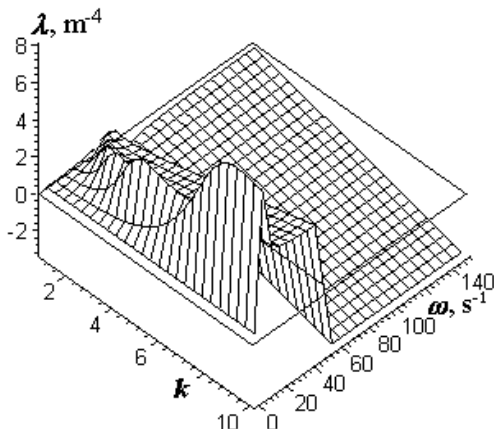


Рис. 4. Зависимость радиального смещения ротора от угловой скорости и порядка высшей гармоники при периодическом негармоническом возбуждении

Очевидно, что появление гармоник высших порядков существенно изменяет зависимость момента инерции ротора от

угловой скорости и эксцентриситета массы (рис. 5), определяя расщепление поверхности трехмерного графика в области резонансных частот. Очевидно также, что появление технических дефектов при вращении ротора вызывает появление дополнительных гармоник высших порядков, усиливая расщепление зоны резонансных частот.

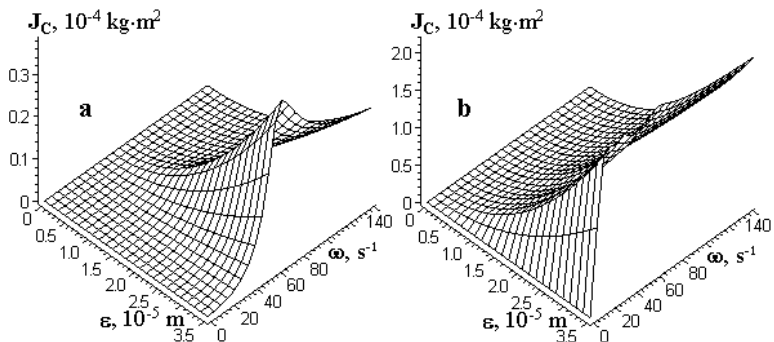


Рис. 5. Зависимость момента инерции от угловой скорости и эксцентриситета массы
 а – при гармоническом возбуждении; б – при периодическом негармоническом возбуждении

Использование такого изменения зависимостей $\lambda = \lambda(\omega, k)$ и $J_C = J(\omega, \varepsilon)$ для диагностики роторной системы увеличивает точность диагностической системы и повышает надежность.

Литература

1. Пчелин И.К., Шнайдер А.Г. (1988). Динамика крутильного механизма с газомангнитным подвесом ротора. *Известия ВУЗ'ов. Технология текстильной промышленности*. 3 (183), 88-92.
2. Rojzman V.P., Sokol V.M. (2005) Some Identification Problems of Rotor's Stochastic Mechanical Parameters in Online Process of Diagnostics. *Book of Abstracts of the International Symposium on Stochastic Models in Reliability, Safety, Security and Logistic (SMRSSL'05)*. P. 93. Beer-Sheva: Sami Shamon College of Engineering.
3. Сокол В.М. (2003). Момент инерции и колебания статически неуравновешенного ротора. В кн. *Труды Института прогрессивных исследований*. Выпуск 3. Стр. 7-31. Арад: Изд-во ИПИ.
4. Сокол В.М. (1995). Определение момента инерции ротора в процессе его балансировки. *Автоматизация и современные технологии*, 7. 19-21.

ЗАСТОСУВАННЯ АНАЛОГО-ЦИФРОВИХ ПЕРЕТВОРЮВАЧІВ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙ

*Ройзман В.П., Ткачук В.П., Драч І.В.
Хмельницький національний університет
м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, тел. (0382)728743,*

В процесі усунення вібрацій необхідно оцінювати вібраційний стан машин. Для фіксації результатів при проведенні експериментальних досліджень по визначенню параметрів вібрацій в машинобудуванні, легкій промисловості та інших галузях народного господарства використовують шлейфові осцилографи, запам'ятовуючі електронні осцилографи та самописці, але на сучасному етапі розвитку науки і техніки, проведення експериментальних досліджень може бути удосконалене з використанням аналого-цифрових перетворювачів (АЦП).

Проблеми, що виникають при проведенні експериментальних досліджень, зокрема при визначенні параметрів вібрацій, зумовлені використанням морально застарілої апаратури, а саме: неможливістю використання при відсутності напруги 220 V, незручністю її використання в польових та лабораторних умовах, незадовільною транспортабельністю, недостатньою оперативністю обробки результатів, великими витратами матеріалів, а також браком фотопаперу. При дослідженні вібрацій автомобіля під час руху неможливо подати на осцилограф напругу 220 В, тому виникає необхідність застосування вимірювальної техніки нового покоління, а саме: АЦП в поєднанні з ЕОМ.

Можливості застосування аналого-цифрових перетворювачів для вимірювання параметрів різних процесів присвячено ряд монографій та статей, зокрема в роботах [1-3] наведені схеми АЦП для портів ЕОМ паралельної та послідовної дії, але в даних роботах не наведено результатів отриманих при застосуванні описаного обладнання, а також відсутнє порівняння оцифрованих результатів та результатів обробки осцилограм. В роботі [4] наведена схема АЦП, що оцифровує сигнал тензодатчика і наведено порівняння результатів отриманих за допомогою схеми підсилювач – АЦП – ЕОМ і існуючого обладнання. Однак наведені результати можуть містити похибки оскільки у вимірювальне коло ВК1 входить підсилювач LM358, а в коло ВК2 - підсилювач 8АНЧ-7М. Робота немає результатів застосування АЦП для оцифрування сигналів п'єзодатчиків.

З метою підвищення оперативності вимірювання параметрів вібраційних процесів, зокрема віброприскорення, віброшвидкості і вібропереміщення, та правильного відтворення сигналу по формі і амплітуді, а також усунення недоліків, що виникають при проведенні експериментальних досліджень на морально застарілому обладнанні, потрібно провести більш глибоке вивчення принципу роботи та параметрів АЦП. Необхідно дослідити роботу АЦП на різних режимах і співставити результати експериментів отримані за допомогою ланцюга датчик — підсилювач – АЦП — ЕОМ, та існуючого обладнання.

В нашому випадку використовується спеціально розроблений аналого-цифровий перетворювач (рис.1) на базі мікросхеми AD51286, що має наступні характеристики:

1. Діапазон вхідної напруги: від -2.5 В до +2.5 В;
2. Число розрядів вихідного коду 12 двійкових розрядів;
3. Час перетворення сигналу 220 мкс.

Із наведених характеристик видно, що даний АЦП можна використовувати для оцифрування сигналу двополярної напруги в діапазоні від -2,5 В до +2,5 В і частотою від 0 до 450 Гц. АЦП оцифрує 4545 значень напруги в секунду.

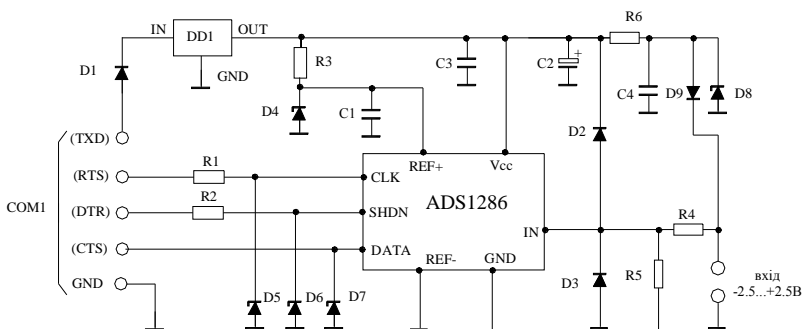
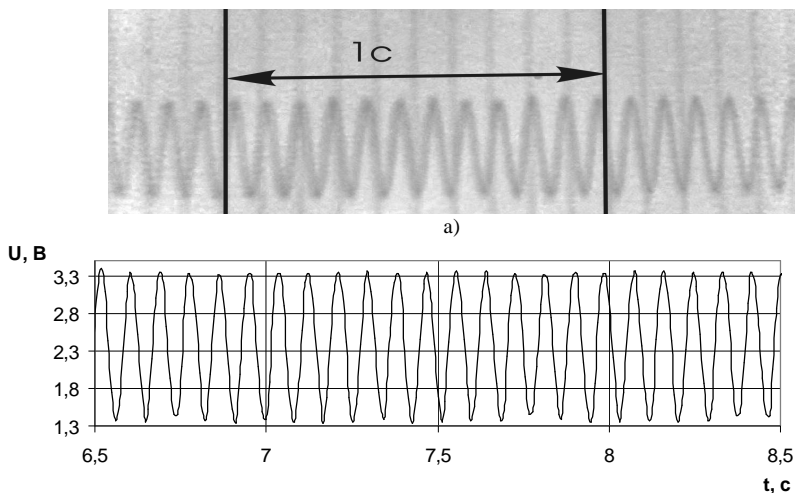


Рис 1. Схема електрична принципова АЦП

Дослідження роботи АЦП виконано в наступній послідовності:

- за допомогою блока управління вібростенда задавались різні частоти (5, 10, 15, 20 гц) і амплітуди (0.5, 1, 1.5, 2 мм) коливань.
- підсилений і проінтегрований сигнал одночасно записувався на плівку осцилографа, а також оцифровувався й у вигляді матриці фіксувався на ЕОМ.

На рисунку 2 зображено фото осцилограми та графічне зображення сигналу утворене ЕОМ із матриці чисел оцифрованого сигналу.



б)

Рис 2. Результати запису вібрацій: а) фото осцилограми; б) графік оцифрованого за допомогою АЦП сигналу ($f=10$ гц $A=1,5$ мм)

У результаті проведення експериментального дослідження роботи АЦП було встановлено, що сигнал оцифрований з допомогою АЦП по формі ідентичний сигналу записаному на осцилографічну плівку. Амплітуда оцифрованого сигналу пропорційна дійсному переміщенню. Також отримано графіки залежності амплітуд і наведено результати практичного застосування АЦП.

Література

1. А.В. Шавлов, Р.Я. Горелик Автоматический многоканальный прибор для измерения аналоговых сигналов //Приборы и техника эксперимента.-2001.-№2.-с.50-51.
2. С.М. Первозчиков, Л. Д. Загребин Простой аналого-цифровой преобразователь, сопряженный с персональным компьютером для системы теплофизического эксперимента //Приборы и техника эксперимента.-2002.-№4.-с.161-162.

3. А. М. Измайлов Измерительный преобразователь напряжения в частоту импульсов //Приборы и техника эксперимента.-1992.-№4.-с.95-97.

4. Д. В. Прибега, А. К. Кармаліта, О.С. Поліщук Застосування аналого-цифрових перетворювачів при проведенні експериментальних досліджень по визначенню параметрів вирубування взуттєвих матеріалів//Вісник Технологічного університету Поділля. – 2004. - №5 – с.178-180.

СПОСОБ ИЗМЕРЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИЙ

Чоловский Роман Геннадиевич
Хмельницкий национальный университет,
г. Хмельницкий, ул. Институтская, 11, тел. (0382)728743,

Во время исследований колебательных процессов некоторых механизмов, аппаратов и машин с вращающимися роторами возникает необходимость в бесконтактном измерении параметров вибраций. Существует большое количество приборов, которые реализуют способ бесконтактного измерения посредством ультразвуковых, лазерных и других электромагнитных колебаний. Недостатком этих способов является оригинальность используемой аппаратуры, а значит и ее высокая цена, сложность настройки, ограниченность в определении некоторых параметров.

Для упрощения процесса измерения параметров колебаний и определения форм колебаний для вращающихся и невращающихся объектов разработан способ регистрации колебаний объекта посредством скоростной видеокамеры. Видеокамера с электронным преобразователем изображения способна зафиксировать кадр за время от 1/50 сек до 1/10000 сек, что позволяет пересматривать и детально изучать каждый кадр отдельно без эффекта “размазывания”. Амплитуда, частота и форма колебаний как вращающихся, так и не вращающихся объектов определяются с помощью покадровой обработки видеозаписей на персональном компьютере. Блок-схема аппаратуры представлена на рис. 1.



Рис. 1 Блок-схема аппаратуры

Скоростная видеокамера устанавливается напротив колеблющегося объекта, в плоскости, перпендикулярной направлению

колебаний, на расстоянии, необходимой для получения полной картины колебаний объекта или его отдельных элементов. В зависимости от частоты колебаний объекта, его освещения выбираются рабочие параметры видеосъемки.

Полученные кадры видеосъемки записываются на персональный компьютер посредством видеокарты с видеозахватом. Это позволяет неоднократно пересматривать видеокадры с записью колебаний объекта и сохранять в памяти персонального компьютера отдельные фрагменты в виде графических файлов. Полученные файлы обрабатываются на персональном компьютере графическими пакетами, посредством которых графическими методами определяется амплитуда колебаний. Для определения частоты колебания объекта полученная видеозапись обрабатывается с помощью программ для обработки видеоизображений. Использование таких программ позволяет замедлить видеозапись до скорости, при которой удобно подсчитывать количество колебаний объекта за определенный промежуток времени. Несложным пересчетом с учетом степени замедления видеозаписи определяется частота колебаний.

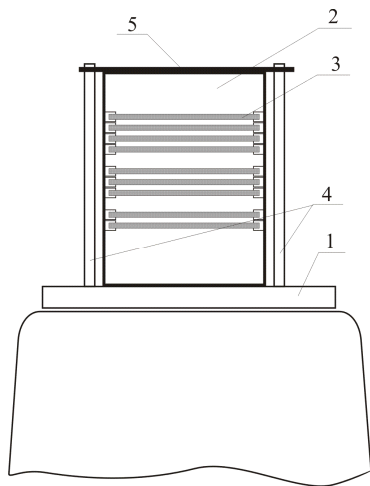
Способ был испытан при исследовании колебаний плат электронного блока «этажерочного» типа на вибростенде и при исследовании колебаний вращательных роторов – центрифуг стирально-отжимных машин, что дало возможность с высокой точностью измерять формы и амплитуды колебаний объектов на всем рабочем диапазоне.

Схема установки, для проведения исследований представлено на рис. 2. Блок РЕА «этажерочной» конструкции установлен без амортизации на столе вибростенда. Блок представляет из себя: стержневой каркас, с прикрепленным к нему тонкими стенками-пластинами. В блок вставлены приблизительно 15-20 печатных плат, параллельно друг к другу, с расстоянием между ними 5-7мм. На платах видны элементы подвесного монтажа: резисторы, диоды, транзисторы, микросхемы и т.д. Во время проведения исследований наблюдались колебание плат при частотах возмущения 60...100 Гц.

Некоторые кадры видеосъемки колебаний блока авиационной радиоэлектронной аппаратуры представлены на рис. 3.

Анализ полученных кадров видеосъемки показал, что наблюдается множество резонансов отдельных плат, групп плат, установленных на них отдельных элементов, стен корпусов, конструкции в целом (рис 3 - а, б). Амплитуды колебаний на отдельных резонансах превышали зазор между платами, равный 5мм, и при замедленном воссоздании картины колебаний на экране дисплея

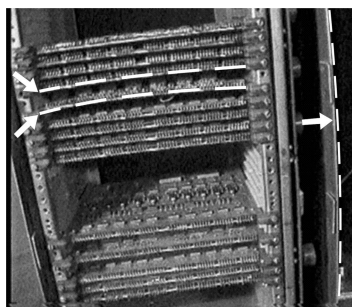
можно было наблюдать столкновение плат при их противофазных колебаниях.



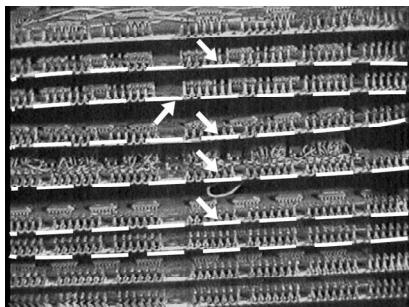
1 – стол вибростенда;
2 – блок РЕА;
3 – печатные платы;

4 – стойки крепления;
5 – планка прижимная.

Рис. 2 - Установка блока на столе вибростенда



а)



б)

Рис. 3 Колебания печатных плат на частоте возмущения: а – 70 Гц, б – 85 Гц

Амплитуды колебаний плат на резонансах в десятки раз превышали амплитуды колебаний стола вибростенда. На отдельных платах наблюдались знакопеременные движения монтажных проводов, что, в конечном итоге, приведет к их отрыву. Обзор блока показал, что крепление некоторых печатных плат вышли из строя, поперечные стойки деформированы.

Наглядность и простота метода позволяет визуально определить формы колебаний объекта не используя сложного оригинального оборудования и не внося никаких изменений в колеблющуюся систему.

Разработанный способ также используется при проведении лабораторных работ по дисциплине “Механическое воздействие и защита РЕА” для студентов специальности “Производство электронных средств”.

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ МІЦНОСТІ І НАДІЙНОСТІ ПРИ ТЕРМОУДАРАХ ЕЛЕКТРОННИХ ЕЛЕМЕНТІВ, ГЕРМЕТИЗОВАНИХ КОМПАУНДОМ.

*Петрачук С.А., Ковтун І.І.
Хмельницький національний університет,
м. Хмельницький, вул. Інститутська, 11, тел.(0382)728743,
e-mail: roizman@mail.ru*

Тенденція до зниження ваги й одержання високої щільності монтажу при малих габаритах сучасних електронних систем призвела до зниження міцності і надійності їх елементів. Зараз такі системи експлуатуються в різноманітних об'єктах техніки: літаках, ракетах, судах, радіолокаційних станціях, локомотивах, де їм доводиться працювати в несприятливих умовах вібрацій, ударів, різких перепадів температури, вологості, тиску. Це викликає необхідність спеціального захисту електронної апаратури від впливу навколишнього середовища [1, 2]. Одним із засобів такого захисту є загальна герметизація компаундом (рис.1)

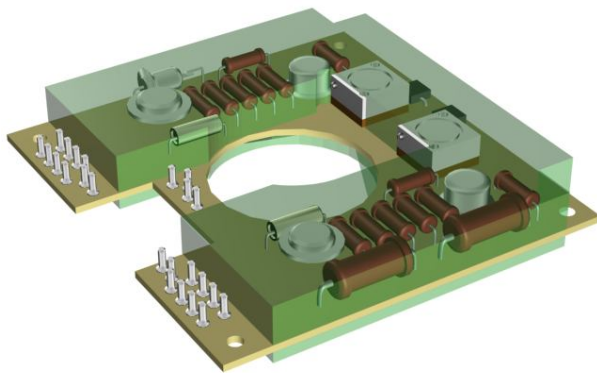


Рис.1. Плата вузла датчиків шляхів швидкостей,
що герметизована компаундом.

Герметизація забезпечує надійний захист від кліматичних впливів, підвищення стійкості виробів до дії вібрацій, проте на стадії виробництва при технологічному тренуванні термоударами (коли

вироби з температури +70°C переносяться в температуру -60°C з годинною витримкою при кожній температурі), а також на етапах зберігання і експлуатації при коливаннях температури внаслідок різниці в значеннях фізико-механічних характеристик усіх елементів, які складають систему, існує взаємодія герметика з його включеннями, тобто з електронними елементами та іншими складовими конструкції, що призводить до виникнення механічних напружень, від яких можуть руйнуватися найслабші ланки. Якщо відбувається розтріскування компаунду, то порушується герметизація виробу з наступним виходом його з ладу, при руйнуванні або деформації електронних елементів настає або обрив електричного кола одразу, або відхилення параметрів від установлених норм, що призводить до їх відмов ще задовго до поломки. Негативність таких дефектів полягає в тому, що неможливо замінити елемент, який вийшов із ладу, і, отже, руйнується весь вузол або прилад.

Механічні впливи, викликані дією температури, спричиняють від 30 до 40%, в авіації до 60% усіх відмов виробів електронної техніки, погіршують точність та інші параметри апаратури [2]. Ціна таких відмов буває дуже високою, не говорячи вже про людські жертви.

Таким чином, проблеми механічної міцності в сучасній електроніці стають в один ряд із чисто схемними.

Для оцінки міцності електронних елементів, котрі, як і компаунд, знаходяться в об'ємному напруженому стані, хотілося б використовувати гіпотези міцності. У загальному випадку умова міцності записується у виді [3]:

$$\sigma_{екв} \stackrel{№ \text{ теор}}{\leq} [\sigma],$$

де $\sigma_{екв}$ - еквівалентне напруження по обраній теорії міцності;

$[\sigma]$ - допустиме напруження, що експериментально знаходять при лінійному напруженому стані.

Але на сьогоднішній день не існує ідеальної теорії міцності. Тому було вирішено експериментально знайти реальний коефіцієнт запасу міцності k , з яким працюють елементи в гермомодулі, як відношення руйнуючих (граничних) напружень σ_B в елементі в об'ємному напруженому стані, подібному експлуатаційному, до максимальних напружень $\sigma_{екс}$ в електронному елементі в експлуатаційних умовах:

$$k = \frac{\sigma_B}{\sigma_{екс}}.$$

Для вимірювань напружень у елементах (резисторах) був використаний метод електротензометрії, дороблений стосовно до специфіки вказаних виробів[4].

Методика визначення реального коефіцієнта запасу міцності k приводиться на прикладі металокерамічних резисторів типу С2-29В.

Резистори одного номіналу і однієї партії були препаровані тензодатчиками КФ4П1-0,5-100 за схемою, яка наведена на рис. 2. Потім їх встановлювали в плати гермомодулів і збирали два електричних кола з 50 послідовно з'єднаних резисторів (рис.3). Для визначення експлуатаційних напружень $\sigma_{екс}$ гермомодулі одного кола заливали експлуатаційним компаундом ЕЗК-25, а для визначення руйнуючих напружень σ_B модулі другого кола заливали “жорстким” (без пластифікатора і наповнювача) компаундом на основі ЕЗК-25, де вважалось, що зберігався майже подібний експлуатаційному об'ємний напружений стан у радіоелементах і конструкціях, але з більшими напруженнями.

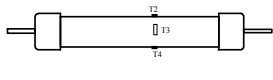


Рис.2 Схема препарування резисторів

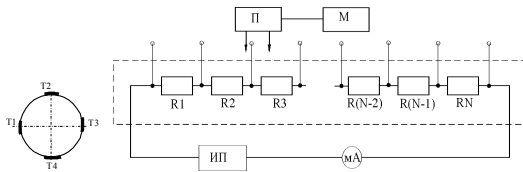


Рис. 3 Схема включення резисторів:
П - перемикач; М - вимірювальний міст;
ИП - джерело живлення; МА - міліамперметр .

Гермомодулі, заполімеризовані таким чином, піддавали термоударам, тобто спочатку їх поміщали у термостат СС-200 з температурою $+70^{\circ}\text{C}$, а потім переносили у кліматичну камеру Файтрон 3526/51 с температурою -60°C . Час переносу з однієї камери в іншу обмежувався секундами. Витримка виробів у камерах проводилась до досягнення теплової рівноваги (0,5 ч). При цьому одночасно робили виміри показань тензорезисторів і електричних параметрів кола.

При обриві кола чи відхиленні електричного параметра (опору) за допустимі межі ($\pm 1\%$) в “жорсткому” компаунді фіксували руйнуюче напруження σ_B , а також одночасно експлуатаційне напруження $\sigma_{екс}$ у модулях, залитих експлуатаційним компаундом. Далі модуль з елементом, що вийшов з ладу, виключали з електричного кола і продовжували експеримент до накопичення необхідної кількості даних, яке обробляли методами математичної статистики.

Слід зазначити, що в ряді випадків мав місце так названий “мерехтливий” дефект, коли при температурі -60°C виявляли відмову досліджуваної схеми, але через деякий час після переносу модулів у нормальні умови або в термостат відмова зникала. При появі “мерехтливого” дефекту виміряні напруження електричних елементів приймали за руйнівні, оскільки цей дефект рівнозначний по своїх наслідках руйнації елемента.

“Мерехтливий” дефект часто має місце в реальних ситуаціях, коли об’єкт із встановленим на ньому електронним пристроєм (наприклад, літальний апарат) експлуатується в умовах температур і тисків, що різко змінюються.

Розраховані за матеріалами експериментів, значення коефіцієнтів запасу міцності резисторів типу С2-29В у гермомодулях із надійністю $\gamma=0,95$ лежать в інтервалі

$$1,09 < k < 1,26.$$

Знайдені значення коефіцієнтів запасу міцності для досліджуваних елементів при існуючому розкиді фізико-механічних характеристик кераміки резисторів і компаунду є недостатніми і не виключають випадків руйнування, тому необхідно було розробити заходи, направлені на зниження напружень до безпечного рівня при самому несприятливому поєднанні характеристик матеріалів, що сполучаються.

Спочатку в якості таких заходів було запропоновано застосувати захисні демпфувальні покриття. Був відібраний ряд захисних покриттів : КЛТ-30, КЛТ-30 МФ, КЭТ-330, "Силтан-Д", КЛФ-20, КЛТ-30 + $(\text{NH}_4)_2 \text{CO}_3$, КБФ-5, МФС-80, ХС-65, ХСА-75, ФМА-75, ХС-ФМ, ЦИАТИМ-201, КЛТ-30 + $(\text{NH}_4)_2 \text{CO}_3$.

Для визначення ефективності застосування демпфувальних покриттів було узято по десять гермомодулів на дослідження дії кожного з покриттів і ще десять гермомодулів, резистори в яких не захищались покриттям. Резистори гермомодулів препарували малобазними тензодатчиками типу КФ4, КФ5 за схемою, яка наведена на рис.2. Плати з препаративними резисторами двічі поміщалися в термостат із температурою $+70^{\circ}\text{C}$ і камеру холоду з температурою -60°C , щоб у наступному виділити дію тільки компаунда на досліджувані резистори. Після цього резистори у відповідних гермомодулях покривали прошарком досліджуваного демпфувального покриття. Потім усі гермомодулі герметизували компаундом типу ЕЗК-25. Після полімеризації робили

тензометрування при термоударах і реєстрували показання тензорезисторів.

Для визначення деформацій резисторів тільки від дії компаунда при крайніх значеннях допустимих температур експлуатації з отриманих показань тензорезисторів у герметизованих модулях віднімали показання тензорезисторів у модулях до герметизації при однакових значеннях температур.

По величині фіксуємих деформацій робили висновок про дію демпфірувальних покриттів шляхом уведення кількісної оцінки - коефіцієнта демпфірування, який дорівнює відношенню деформацій (напружень) елемента, герметизованого без застосування покриття, до деформацій (напружень) елемента, захищеного покриттям. Очевидно, що кращими демпфірувальними властивостями володіють ті покриття, що мають більші коефіцієнти демпфірування. Розрахунок, проведений з урахуванням цього коефіцієнта, дозволяє більш точно оцінити на етапі проектування міцність конструкції.

Значення коефіцієнтів демпфірування, отримані при герметизації компаундом типу ЕЗК-25 резисторів, захищених різноманітними покриттями, приведені в табл. 1.

Для резисторів оптимальним виявилось покриття КЛТ-30 МФ + ЦИАТИМ-201, при якому елементи відчували найменші відносні деформації. Проте, в зв'язку з тим, що замовник висловив побоювання про можливість виникнення корозії або інших ушкоджень від зіткнення з мастилом ЦИАТИМ-201 на протязі 20 років експлуатації, було вирішено досліджувати інші засоби захисту електронних елементів від впливу компаунда при термоударах.

Наступним етапом розробки захисних заходів було дослідження ефективності застосування в якості термозахисту демпфірувальних ковпачків, виготовлених із поліетилену (АД-1М-03), і поліхлорвінілових термоусадочних трубок (ДМГ.975.016ТУ). Як і у випадку дослідження демпфірувальних властивостей захисних покриттів резистори в двох партіях гермомодулів (по 10 шт. у кожній) препарувалися тензодатчиками. Потім на резистори однієї партії одягались поліетиленові ковпачки, а на резистори другої - захисні термоусадочні трубочки, попередньо розрізані по твірній. Значення коефіцієнтів демпфірування, які були отримані в результаті вимірів, проведених у процесі полімеризації герметика і при термоударах, рівні: при захисті ковпачками - 3,3, при захисті трубками - 3,4.

Значення коефіцієнта демпфірування

Покриття	Матеріал ЕРЕ, кераміка	Покриття	Матеріал ЕРЭ, кераміка
КЛТ-30	1,65	ХС-85	1,45
КЛТ-0МФ	2,3	ХСА-75	1,38
КЛТ-30 + +(NH ₄) ₂ СО ₃	1,55	ХС-ФМ	1,40
Силтан-Д	1,32	КЭТ-3-30	1,43
ЦИАТИМ-201	3,0	ФМА-75	1,5
КЛТ-30 + + ЦИАТИМ-201	3,5	МФС-80	1,41
КБФ-5	1,53		

Таким чином, серед розглянутих засобів захисту можна виділити найбільш ефективні, тобто ті, які мають найбільший коефіцієнт демпфірування: покриття КЛТ-30 МФ + ЦИАТИМ-201, захисні ковпачки і термоусадочні трубочки. У ряді випадків трубки бувають більш технологічними в порівнянні з покриттям і ковпачками, хоча вони і не завжди застосовні у виробництві, як наприклад, при захисті елементів прямокутної форми. Захист резисторів С2-29В термоусадочними трубочками ДМГ.975.016ТУ впроваджено в ВО "Новатор".

Література:

1. Кузнецов О.А., Погалов А.И., Сергеев В.С. Прочность элементов микроэлектронной аппаратуры. – М.: Радио и связь, 1990. – 144 с.
2. Ленков С.В. Обеспечение надежности РЭА. – К.: ГАЛПУ, 1997. – 148 с.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1970. – 544 с.
4. В.П. Ройзман, І.І. Ковтун, С. А. Петрашук Забезпечення термоміцності пасивних електронних елементів в вузлах з загальною герметизацією компаундом.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ ВОЗНИКАЮЩИХ В ПЛАТАХ МИКРОМОДУЛЕЙ ПРИ ТЕРМОУДАРЕ

*д.т.н., проф. В.П.Ройзман, ас. В.В.Стрельбицкий
Хмельницкий национальный университет, Украина
29016, м. Хмельницкий, ул. Институтская, 11
Тел. (0382) 728743, Факс (03822) 23265, E-mail: roizman@mailhub.tup.km.ua*

К объединительным платам функциональных устройств (ФУ) электронных изделий тем или иным способом навесного монтажа крепится большое количество пассивных электронных элементов, микросхем, микросборок, модулей, микромодулей (ММ) и других составляющих сложного электронного изделия.

1. Постановка проблемы.

Многообразие целевых назначений РЭА определяет широту ее применения. Электронная аппаратура используется в различных областях: на суше, в морях и океанах, в космосе и под землей [1].

Эксплуатации изделий РЭА происходит в условиях изменения температуры, влажности и других параметров внешней среды.

При наличии быстрых перепадов температуры от -60°C до $+70^{\circ}\text{C}$ (что характерно для условий эксплуатации, например, авиационной техники), имеет место отказ или разрушения радиоэлементов РЭА [1..4]. Здесь следует отметить, что такие изменения температуры называют термоударами.

К сожалению, нам неизвестны работы, посвященные исследованию возможных деформаций функциональных плат и радиоэлементов.

Между тем для повышения надежности работы изделия необходимо изучить влияние термоудара на радиоэлементы, определить возникающие при этом деформации.

2. Экспериментальное определение деформаций плат микромодулей

Для проведения исследований было выбрано 20 печатных плат размером 17×17 мм для плоских микромодулей (ПММ) различного конструктивного исполнения, которые показаны на рис. 1.

Исследуемые платы препарировались на стороне, свободной от выводов, тензодатчиками с базой 10 мм по схеме, приведенной на рис.2. Из них, было выбрано пять идентично препарированных плат, которые и подвергались исследованию.

Среди них было три (№16, 17, 18) в микромодулях монолитной (рис.1.1,а), а две (№ 19, 20) – полупустотелой (рис.1.1,б) конструкции.

Нулевые показания всех датчиков были зафиксированы на осциллографической ленте до нанесения на платы каких-либо покрытий, т.е. они соответствуют недеформированным платам.

Все каналы тензостанции были сфазированы таким образом, что отклонение луча по экрану осциллографа вверх от исходного положения соответствовало растяжению, а вниз – сжатию.

Затем на платы, были нанесены различные типы покрытий, которые применяются в изделиях РЭА.

Платы №16 и 18 до нанесения покрытия были подвергнуты сушке в течение двух часов при температуре $+60^{\circ}\text{C}$, а затем охлаждению до комнатной температуры, после чего они были залиты компаундом КТ-102.

После образования равномерного тонкого покрытия осуществлялась сушка в течение четырех часов при комнатной температуре, а затем в течение шести часов - при температуре $+55^{\circ}\text{C}$.

На платы №17 и 19 было нанесено эмалевое покрытие (эмаль ПФ-4). После выдержки при комнатной температуре в течение 25 минут, осуществлялась сушка плат в течение шести часов при температуре $+75^{\circ}\text{C}$.

Плата №20 была покрыта защитным слоем КЛТ-30, вставлена в корпус микромодуля и залита компаундом ЭК-16Б, после чего была произведена его полимеризация.

В дальнейшем платы до начала испытаний выдерживались при комнатной температуре в течение 24...48 часов.

Процедура термоудара заключалась в следующем. Все платы помещались в холодильную камеру с выдержкой в ней в течение одного часа при температуре -60°C . Затем они все немедленно перемещались в термостат, где также выдерживались в течение одного часа при температуре $+70^{\circ}\text{C}$. Это представляет один цикл испытаний термоударом. Было проведено три таких цикла.

После каждого изменения температуры производились измерения деформаций по всем трем тензодатчикам.

Результаты испытаний приведены на рис.3 в виде гистограмм значений относительной деформации ε_j где $j = 1, 2, 3$ – номер тензодатчика.

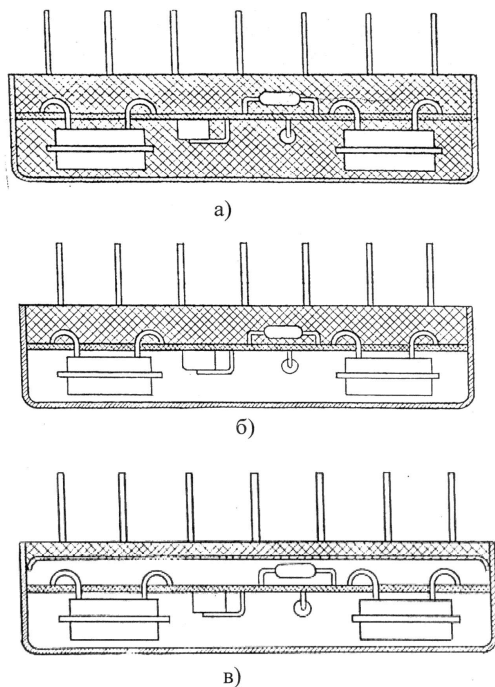


Рис.1. Модули различных конструкций
 а) монолитной; б) полупустотелой; в) пустотелой

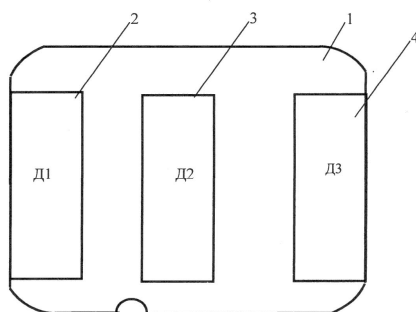


Рис.2. Схема препарировки платы микромодуля (1) тензодатчиками (2 - 4)

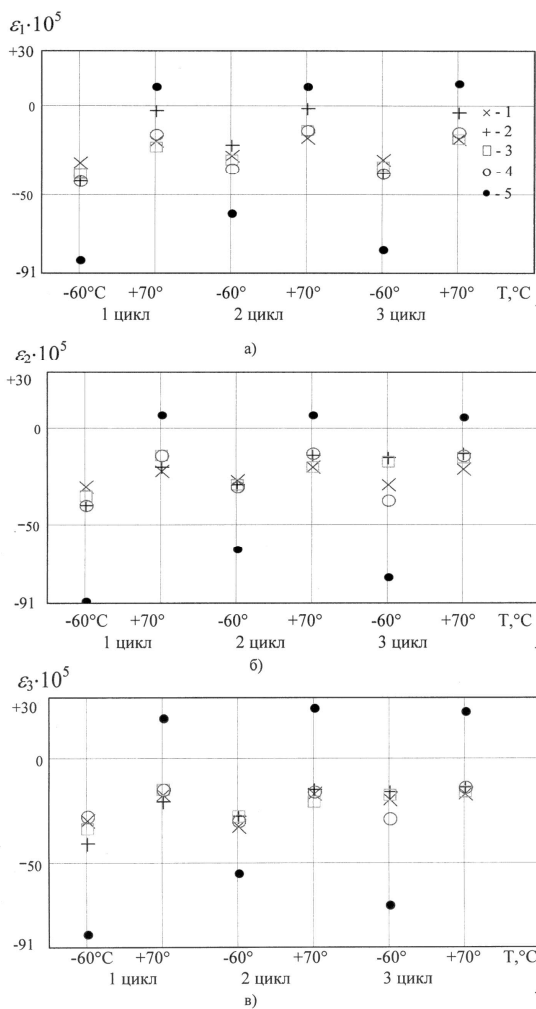


Рис.2.5. Гистограммы изменения относительной деформации плат ПММ при термоударе, определенных по показаниям тензодатчиков 1(а), 2(б) и 3(в): 1-плата №16; 2 - №17; 3- №18; 4-№19; 5-№20

Несмотря на некоторый разброс данных показаний датчиков, общие закономерности влияния термоударов на деформированное состояние плат заключаются в следующем:

1) уровень деформаций плат на протяжении всех циклов термоударов для плат с защитными покрытиями компаундом КТ-102 и эмалью ПФ-954 значительно меньше, чем плат с покрытиями слоем КЛТ-30 и компаунда ЭК-16Б;

2) при смене температуры окружающей среды с -60°C на $+70^{\circ}\text{C}$, максимальное изменение деформаций плат покрытых компаундом КТ-102 составляет $\varepsilon = 16 \cdot 10^{-5}$, эмалью ПФ-954 - $\varepsilon = 26 \cdot 10^{-5}$, компаундом ЭК-16Б - $\varepsilon = 105 \cdot 10^{-5}$;

3) при смене температуры окружающей среды с $+70^{\circ}\text{C}$ до -60°C имеет место обратный характер изменения деформации.

Литература

1. Баев Е.Ф., Бурылин Е.И. Миниатюрные линии задержки. – М: Сов. радио, 1977. – 200с.

2. Барканов Н.А., Быстров О.В. и др. Конструирование микромодульной аппаратуры. – М.: Сов. радио, 1971 – 240с.

3. Верхопятницкий П.Д. Конструирование судовой автоматики на микромодулях. – М.: Судостроение, 1971. – 270 с.

4. Кофанов Ю.Н. Теоретические основы конструирования, технологии и надежности радиоэлектронных средств: Учебник для вузов. - М.: Радио и связь, 1991. – 360 с.