

Запорожский национальный технический университет, АО «Мотор Сич»,  
Национальный аэрокосмический университет им. Жуковского «ХАИ»

**ВЕСТНИК** **№ 1**  
**ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ** **2015**

издается  
с 2002 г.

**НАУЧНО–ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ**

Выходит два раза в год

Входит в список научных профессиональных изданий Украины,  
в которых могут публиковаться результаты диссертационных работ  
на получение научных степеней доктора и кандидата технических наук  
(Постановление ВАК Украины № 1-05/1 от 10.02.2010 г.)

Запорожье  
АО «Мотор Сич»  
2015 г.

**ISSN 1727-0219**

Интернет-страница журнала: <http://journal.zntu.edu.ua/vd/index.php?page=index>

Статьи, которые публикуются в журнале, реферируются в базах данных и РЖ ВИНИТИ (Россия) и «Джерело» (Украина). Журнал «Вестник двигателестроения» содержится в международной базе научных изданий INSPEC, Index Copernicus (<http://journals.indexcopernicus.com/index.php>), электронная копия журнала размещена на сайте Национальной библиотеки Украины имени В.И. Вернадского НАН Украины в разделе «Наукова періодика України» по адресу: <http://nbuv.gov.ua/portal/>

### ***Уважаемые авторы публикаций!***

Журнал отражает достижения науки и техники предприятий и организаций Украины и зарубежных стран в области двигателестроения, публикует разработки ведущих специалистов и ученых, направленные на совершенствование производства и повышение качества продукции, а также статьи потенциальных соискателей ученых степеней и званий.

#### ***Статьи и сообщения будут формироваться по следующим рубрикам:***

- Общие вопросы двигателестроения
- Конструкция и прочность
- Сборка и испытания
- Эксплуатация, надежность, ресурс
- Технология производства и ремонта
- Конструкционные материалы
- Стандартизация и метрология
- Экология

### ***Шановні автори публікацій!***

Журнал відображає досягнення науки і техніки підприємств та організацій України і зарубіжних країн в галузі двигунобудування, публікує розробки провідних спеціалістів та вчених, спрямовані на вдосконалення і підвищення якості продукції, а також статті потенціальних здобувачів ступенів і звань.

#### ***Статті та повідомлення будуть формуватися за наступними рубриками:***

- Загальні питання двигунобудування
- Конструкція і міцність
- Складання і випробування
- Експлуатація, надійність та ресурс
- Технологія виробництва і ремонту
- Конструкційні матеріали
- Стандартизація і метрологія
- Екологія

### ***To the attention of authors!***

The journal presents the achievements in the field of science and technique of Ukrainian enterprises, scientific institutions and foreign countries working at aircraft engineering. The journal publishes developments of leading specialists, scientists and the articles of potential applicants for scientific degrees aimed at perfection of the production and improvement of the quality.

#### ***The journal covers the subjects of:***

- Aircraft engineering
- Structures and strength
- Assembling and trials
- Operation, reliability, service life
- Technology of production and maintenance
- Structural materials
- Standartization and metrology
- Ecology

Матеріали номера рекомендовані к публікації Ученим Советом Запорозького національного технічного університету (протокол № 12 от 3 июня 2015 г.).

#### ***Главный редактор:***

д-р техн. наук, профессор **А. Я. Качан**

#### ***Заместитель главного редактора:***

д-р техн. наук, профессор **А. И. Долматов**

#### ***Члены редакционной коллегии:***

д-р техн. наук В. А. Богуслаев  
д-р техн. наук С. Б. Беликов  
д-р техн. наук В. С. Кривцов  
д-р техн. наук Ю. Н. Внуков  
д-р техн. наук Э. И. Цивирко  
д-р техн. наук Л. И. Ившенко  
канд. техн. наук П. Д. Жеманюк  
д-р техн. наук Г. А. Кривов  
д-р техн. наук В. А. Титов  
д-р техн. наук Ю. А. Ножницкий  
д-р техн. наук Б. С. Карпинос  
д-р техн. наук А. П. Зиньковский

д-р техн. наук А. Я. Мовшович  
д-р техн. наук В. Е. Ольшанецкий  
д-р техн. наук Г. А. Горбенко  
д-р техн. наук С. В. Епифанов  
д-р техн. наук Н. С. Кулик  
д-р техн. наук С. А. Дмитриев  
д-р техн. наук Н. Ф. Дмитриченко  
д-р техн. наук А. Р. Лепешкин  
д-р техн. наук Ю. В. Петраков  
д-р техн. наук М. В. Киндрачук  
канд. техн. наук В. Ф. Мозговой  
канд. техн. наук А. В. Богуслаев  
канд. техн. наук А. В. Шереметьев

***Редакторско-издательский совет:*** В. А. Богуслаев, С. Б. Беликов, В. С. Кривцов, Н. А. Савчук, А. А. Баранник

© ЗНТУ, 2015

© НАУ им. Жуковского «ХАИ», 2015

© АО «Мотор Сич», 2015

## Члены редакционной коллегии



**Качан А.Я.**  
Гл. редактор,  
д-р техн. наук



**Долматов А.И.**  
Зам. гл. редактора,  
д-р техн. наук



**Богуслав В.А.**  
д-р техн. наук



**Беликов С.Б.**  
д-р техн. наук



**Кривцов В.С.**  
д-р техн. наук



**Жеманюк П.Д.**  
канд. техн. наук



**Внуков Ю.Н.**  
д-р техн. наук



**Кривов Г.А.**  
д-р техн. наук



**Цвирко Э.И.**  
д-р техн. наук



**Ившенко Л.И.**  
д-р техн. наук



**Зыковский А.П.**  
д-р техн. наук



**Карпинос Б.С.**  
д-р техн. наук



**Ножницкий Ю.А.**  
д-р техн. наук



**Дмитриченко Н.Ф.**  
д-р техн. наук



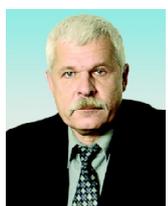
**Мовшович А.Я.**  
д-р техн. наук



**Ольшанецкий В.Е.**  
д-р техн. наук



**Титов В.А.**  
д-р техн. наук



**Петраков Ю.В.**  
д-р техн. наук



**Киндрачук М.В.**  
д-р техн. наук



**Епифанов С.В.**  
д-р техн. наук



**Кулик Н.С.**  
д-р техн. наук



**Дмитриев С.А.**  
д-р техн. наук



**Лепёшкин А.Р.**  
д-р техн. наук



**Горбенко Г.А.**  
д-р техн. наук



**Богуслав А.В.**  
канд. техн. наук



**Мозговой В.Ф.**  
канд. техн. наук



**Шереметьев А.В.**  
канд. техн. наук

# Для сведения авторов

## *Условия публикации:*

Научно-технические и производственные статьи, планируемые к опубликованию в нашем издании, утверждаются на редакционной коллегии. При положительных заключениях материалы помещаются в «портфель» редакции в очередь на опубликование. Процедура рецензирования-утверждения занимает срок от 1 до 3 месяцев. Статьи, прошедшие данную процедуру и размещенные в журнале в порядке очереди, публикуются бесплатно.

## *Требования к оформлению материалов для журнала «Вестник двигателестроения»*

- К рассмотрению принимаются научные статьи, содержащие такие необходимые элементы: постановка проблемы в общем виде и ее связь с важнейшими научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, в которых имеются предпосылки решения данной проблемы и на которые опирается автор, выделение не решенных ранее частей общей проблемы, которым посвящается данная статья; формулирование целей статьи (постановка задания); изложение основного материала исследования с полным обоснованием результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в данном направлении.
- Рукопись статьи присылается в редакцию в двух экземплярах вместе с актом экспертизы и справкой об авторах. Объем текстовой части статьи 3–6 листов. Рабочие языки: украинский, русский, английский. Последовательность размещения материала статьи: индекс УДК; инициалы и фамилия авторов, название статьи, аннотация, ключевые слова на трех языках: украинском, русском и английском; полное название учреждения, в котором работают авторы; текст статьи (с подписями авторов на последней странице); перечень литературы; таблицы; рисунки.
- В статье нужно четко и последовательно изложить то новое и оригинальное, что получено авторами в результате исследований. Не следует приводить известные факты, повторять содержание таблиц и иллюстраций в тексте. Термины и обозначения технических параметров следует употреблять в соответствии с нормами Госстандарта, а единицы измерения – в международной системе единиц (СИ). В статье должны быть выделены следующие разделы: вступление, методика (исследований), результаты, обсуждение, выводы.
- Набор текста статьи следует выполнять с помощью текстового редактора Microsoft Word 97 или 2000 (в соответствии с ДСТУ 3008–95). Формат листа – А4, ориентация – книжная, поля – 20 мм со всех сторон. Шрифт: гарнитура Times New Roman, размер 12 пт; интервал – 1,5; выравнивание по ширине. Текст с ручным переносом не принимается!
- Для набора формул надо использовать редактор Microsoft Equation версии 2 или 3. Размер букв: обычный – 12 пт, крупный индекс – 10 пт, мелкий индекс – 8 пт, крупный символ – 16 пт, мелкий символ – 12 пт.
- Иллюстрации (чертежи) могут быть подготовлены с помощью любых графических редакторов и переданы в виде отдельных графических файлов изображения. Для графиков и чертежей (двухбитных файлов) плотность изображения должна составлять 300 dpi (формат TIF), для фотографий – 200–240 dpi (формат JPG, EPS, BMP). Не допускается вставка рисунков в файл статьи непосредственно из прикладных программ (AutoCAD, Excel и т.п.), минуя графический формат. Для четкого воспроизведения изображения при печати толщина линий не должна быть меньше, чем 0,1 мм. Наличие подрисовочной надписи обязательно. При наличии дополнительных обозначений, или нескольких изображений, их объясняют в подрисовочной надписи.
- Таблицы должны содержать только необходимую информацию, быть лаконичными и максимально понятными. Возле обозначений параметра необходимо указать его размерность. Размер шрифта таблицы должен составлять 10 пт. Ширина таблицы не должна превышать 80 мм (размер колонки). В отдельных случаях разрешается делать таблицы шириной 170 мм.
- Перечень литературы в конце рукописи на языке оригинала приводится в соответствии с последовательной ссылкой на работы в тексте и требованиями действующих норм. Ссылка на литературу в тексте нумеруется арабскими цифрами в прямых скобках.
- В справке об авторах нужно привести фамилии, имена и отчества всех авторов, их служебные и домашние адреса, должности, ученые степени, номера телефонов, электронные адреса. Авторами считаются лица, которые принимали участие в выполнении работы в целом или ее главных разделов.

## *Статьи направляются в редакцию по адресу:*

69063, Украина, г. Запорожье, ул. Жуковского, 64  
Запорожский национальный технический университет,  
зам. главного редактора Качану Алексею Яковлевичу  
Электронный вариант статьи можно передать по адресу:  
[vd@zntu.edu.ua](mailto:vd@zntu.edu.ua) (максимальный объем письма 2 Мбайта).

# СОДЕРЖАНИЕ

## ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

<i>Попович А.Г., Шевченко В.Г.</i> МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ ДЛЯ КОЛЕС РЕВЕРСИВНОЙ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ .....	8
<i>Костюк В.Е., Кирилай Е.И.</i> ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОЙ ИЗОЛЯЦИИ КОРПУСА КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД НА ТЕПЛОЕ СОСТОЯНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА .....	15
<i>Yemets V.V., Dron' M.M., Yemets T.V.</i> AN EXTREMELY SMALL AUTORHAGE ROCKET FOR ORBITING A PICO SATELLITE .....	20
<i>Лоскутов С.В., Сейдаметов С.В., Щетініна М.О.</i> УДОСКОНАЛЕННЯ РЕНТГЕНІВСЬКОГО СПОСОБУ ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ .....	24
<i>Егармина Л.Н.</i> ЭВОЛЮЦИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРИ РАСПРОСТРАНЕНИИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ИЗГИБНЫХ ВОЛН В БАЛКЕ НА ОСНОВЕ УТОЧНЕННОЙ МОДЕЛИ .....	27
<i>Антилогов Д.И.</i> ТЕСТИРОВАНИЕ УПРОЩЕННОЙ МОДИФИКАЦИИ ПРЯМОГО МЕТОДА ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ .....	31
<i>Шамровский А.Д., Лымаренко Ю.А., Богданова Е.Н.</i> ДИСКРЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛАСТОМЕРОВ, НАХОДЯЩИХСЯ В УСЛОВИЯХ ПЛОСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ .....	36
<i>Мастиновский Ю.В.</i> ПОДКРЕПЛЕННАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ОБОЛОЧКА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕМЕЩАЮЩЕЙСЯ СИЛЫ .....	42
<i>Мосейко В.А., Митиков Ю.А.</i> ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРИБАКОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ .....	45

## КОНСТРУКЦИЯ И ПРОЧНОСТЬ

<i>Каиров А.С., Моргун С.А.</i> НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ .....	50
<i>Чигрин В.С., Мохаммадсадеги Ф.</i> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА .....	54
<i>Белогуб А.В.</i> УТОЧНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОФИЛЯ ЮБКИ ПОРШНЯ .....	59
<i>Назин В.И.</i> ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПИТАНИЯ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНО- УПОРНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА .....	64

*Мазин В.А.*  
МЕТОД РАСЧЁТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ ДИССОЦИИ СОСТАВЛЯЮЩИХ РАБОЧЕГО ТЕЛА КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ..... 70

*Доценко В.Н., Белогуб А.В., Москаленко И.Н.*  
МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОФИЛЯ ПОРШНЯ ДВС ..... 74

## ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА И РЕМОНТА

*Качан А.Я., Уланов С.А.*  
МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАСЛЕДСТВЕННОСТИ ФИНИШНЫХ МЕТОДОВ ОБРАБОТКИ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГТД ..... 81

*Павленко Д.В.*  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УПЛОТНЕНИЯ СПЕЧЕННЫХ ТИТАНОВЫХ ЗАГОТОВОК ..... 87

*Нетребко В.В.*  
ВЛИЯНИЕ УГЛЕРОДА И ХРОМА НА ОБРАБАТЫВАЕМОСТЬ РЕЗАНИЕМ ИЗНОСОСТОЙКИХ ЧУГУНОВ, ЛЕГИРОВАННЫХ НИКЕЛЕМ И МАРГАНЦЕМ ..... 94

*Бойко І.А., Солоха В.В., Івченко Л.Й.*  
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ 5-КООРДИНАТНОГО ОБРОБНОГО ЦЕНТРУ ..... 98

*Холодный В.Ю., Коваленко С.В., Павлюченко Ю.А., Габузян Г.В., Саленко А.Ф.*  
ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СТРУЙНО-ЛАЗЕРНОГО ПЕРФОРИРОВАНИЯ ЛИСТОВЫХ ЗАГОТОВОК ПРОФИЛИРОВАННЫМ ПОТОКОМ ..... 106

*Овчинников А.В., Ольшанецкий В.Е., Джуган А.А.*  
ПРИМЕНЕНИЕ НЕСФЕРИЧЕСКИХ ГИДРИРОВАННЫХ И ДЕГИДРИРОВАННЫХ ПОРОШКОВ ТИТАНА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ В АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ ..... 114

*Бойко І.А., Солоха В.В., Івченко Л.Й.*  
ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОЛОЖЕННЯ РУХОМИХ ВУЗЛІВ 5-КООРДИНАТНОГО ОБРОБНОГО ЦЕНТРУ НА АМПЛІТУДУ КОЛИВАНЬ ЗБУРЕННЯ ПЕРЕДНЬОГО КІНЦЯ ШПИНДЕЛЯ ..... 118

*Шаломеев В.А., Цивирко Э.И., Клочихин В.В., Зинченко М.М.*  
ИСПРАВЛЕНИЕ ДЕФЕКТОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ СПЛАВА МЛ10 ДЛЯ ГТД ..... 122

*Внуков Ю.Н., Гермашев А.И., Мозговой В.Ф., Балушок К.Б., Кондратюк Э.В.*  
ОПРОБОВАНИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОДГОТОВКИ И НАНЕСЕНИЯ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СРЕДЫ НА МОНОКОЛЕСА ГТД ПРИ КОНЦЕВОМ ФРЕЗЕРОВАНИИ ..... 128

## КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

*Гайдук С.В., Кононов В.В.*  
ПРИМЕНЕНИЕ CALPHAD-МЕТОДА К РАСЧЕТУ ФАЗОВОГО СОСТАВА ЛИТЕЙНОГО СВАРИВАЕМОГО ЖАРОПРОЧНОГО КОРРОЗИОННОСТОЙКОГО НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА С ТАНТАЛОМ ..... 131

*Жеманюк П.Д., Клочихин В.В., Лысенко Н.А., Наумик В.В.*  
СТРУКТУРА И СВОЙСТВА ЛИТЫХ ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ИЗ ЖАРОПРОЧНОГО НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА ЖС26-ВИ ПОСЛЕ ГОРЯЧЕГО ИЗОСТАТИЧЕСКОГО ПРЕССОВАНИЯ ..... 139

*Лепешкин А.Р.*  
МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВИБРОУСКОРЕНИЙ ..... 147

*Тихомирова Е.А., Сидохин Е.Ф.*  
ОБ «ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ АНИЗОТРОПИИ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ» ..... 152

<i>Савченко В.О., Андрейко І.М., Кулик В.В., Остап О.П., Волчок І.П.</i> ОПТИМІЗАЦІЯ ХІМІЧНОГО СКЛАДУ ГРАФІТИЗОВАНИХ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ .....	158
<i>Педаш О.О., Бялік Г.А., Цивірко Е.І.</i> ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ КЕРАМІЧНОЇ ЛИВАРНОЇ ФОРМИ АЛЮМІНАТОМ КОБАЛЬТУ .....	163
<i>Грешта В.Л.</i> ПРИМЕНЕНИЕ КЕРАМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ДЕТАЛЕЙ ГТД, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ЭКСТРЕМАЛЬНО ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР .....	168

УДК 62-233.3/.9

Канд. техн. наук А. Г. Попович, канд. техн. наук В. Г. Шевченко

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

## МЕТОДИКА РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ ДЛЯ КОЛЕС РЕВЕРСИВНОЙ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Выведены формулы для суммы толщин изношенного слоя на поверхностях зубьев шестерни и колеса эвольвентной прямозубой зубчатой передачи при контакте этих зубьев в крайних точках активной линии зацепления. Составлено уравнение, связывающее такие значения коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$  для шестерни и колеса эвольвентной передачи, при которых увеличение бокового зазора между зубьями в зацеплении вследствие износа будет минимальным. Решение этого уравнения совместно с условием вписывания передачи в заданное межосевое расстояние позволяет определить значения  $x_1$  и  $x_2$ , при которых во время реверсирования передачи динамические нагрузки на зубья, претерпевшие износ, будут минимальными.

**Ключевые слова:** эвольвентная зубчатая передача, коэффициент смещения, удельное скольжение, износ, боковой зазор.

### Введение

Зубчатые передачи являются наиболее распространенным видом механических передач, поэтому принятие технически обоснованных решений при их проектировании дает значительную экономию материальных ресурсов. Одной из причин снижения долговечности зубчатых передач является износ активных поверхностей зубьев, из-за которого увеличиваются боковые зазоры в зацеплении, возрастают динамические нагрузки в зубчатой передаче и ее шум.

Известно, что у тяжело нагруженных зубчатых передач эпюры износа по профилям зубьев коррелируют с эпюрами величин  $\theta_1$  и  $\frac{\theta_2}{u_{12}}$  [1], где

$\theta_1$  и  $\theta_2$  — удельные скольжения в точках на эвольвентных профилях зубьев шестерни и колеса соответственно,  $u_{12}$  — передаточное отношение. При этом по истечении определенного времени работы передачи толщина изношенного слоя на активном профиле зуба имеет наименьшее значение в точках на начальной окружности (проходящей через полюс зацепления  $P$ ), а большие значения — в точках, лежащих ближе к нижней активной точке профиля зуба, а также в точках, лежащих ближе к окружности вершин [2].

Удельные скольжения определяются по формулам [1]:

$$\theta_1 = \frac{v^{СК}}{v_1^{К.НР}}, \quad \theta_2 = \frac{v^{СК}}{v_2^{К.НР}}, \quad (1)$$

где  $v^{СК}$  — скорость скольжения между зубьями в рассматриваемый момент зацепления;

$v_1^{К.НР}$  и  $v_2^{К.НР}$  — скорости, с которыми точка контакта зубьев перемещается вдоль эвольвентных профилей зубьев шестерни и колеса соответственно.

Поскольку наибольший износ обычно наблюдается у ножек зубьев, то для сопоставления износостойкости колес зубчатой пары (если твердости активных поверхностей зубьев обоих колес примерно одинаковы) принято использовать величины  $\theta_{ниж1}$  и  $\frac{\theta_{ниж2}}{u_{12}}$ . Здесь через  $\theta_{ниж1}$  и

$\theta_{ниж2}$  обозначены удельные скольжения в нижних активных точках эвольвентных профилей зубьев колес;  $u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ , где  $\omega_1$  и  $\omega_2$  — угловые

скорости вращения шестерни и колеса.

В работе [3] выведены формулы для расчета толщины  $h$  изношенного слоя в произвольной точке активного профиля зуба и для определения ресурса работы  $\tau$  зубчатого колеса по критерию износа. В случае, когда рассматриваемое зубчатое колесо зацепляется только с одним зубчатым колесом, эти формулы в наших обозначениях имеют вид:

$$h = I \cdot 2 \cdot s \cdot \theta \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi} \quad (2)$$

$$\tau = \frac{[h]}{I \cdot 2 \cdot s \cdot \theta \cdot \frac{\omega}{2 \cdot \pi}}, \quad (3)$$

где  $s$  – полуширина полоски контакта зубьев;  
 $\frac{\omega}{2 \cdot \pi}$  – число оборотов зубчатого колеса за одну секунду;

$t$  – время работы передачи (в секундах в системе единиц СИ);

$[h]$  – допустимая величина износа;

$I$  – интенсивность изнашивания,  $I = \frac{\Delta h}{\Delta l_{тр}}$ ;

$\Delta h$  – приращение толщины изношенного слоя, соответствующее приращению пути трения  $\Delta l_{тр}$ .

Назначая коэффициенты смещения исходного производящего контура  $x_1$  и  $x_2$  для шестерни и колеса соответственно, конструктор может влиять на сопротивление зубьев колес контактным и изгибным нагрузкам, а также на их сопротивление изнашиванию. Действительно, значения  $x_1$  и  $x_2$  влияют на радиусы кривизны эвольвентных профилей, на толщину зубьев колес на окружностях впадин и окружностях вершин и на значения удельных скольжений в нижних активных точках профилей зубьев колес.

В статье [4] построены графики зависимости ресурса работы прямозубой эвольвентной зубчатой передачи  $\tau_{пер} = \min(\tau_1, \tau_2)$  от коэффициента смещения  $x_1$  при условии постоянства суммы  $x_1 + x_2 = \text{const}$ . Предельным состоянием считалось такое, когда толщина изношенного слоя в наиболее изнашиваемом месте активного профиля зуба достигает заданного допустимого значения  $[h]$ . Рассмотрен случай нулевой передачи ( $x_1 = -x_2$ ) и положительной передачи ( $x_1 + x_2 = 0,92$ ); показано, что зависимость  $\tau_{пер}(x_1)$  имеет максимум.

У реверсивных среднескоростных и быстроходных передач для снижения динамических нагрузок на зубья, возникающих при пусках, остановах и изменении направления вращения зубчатых колес, следует ограничивать боковой зазор  $\delta$  между зубьями в передаче. Приращение бокового зазора между зубьями (по отношению к боковому зазору в неизношенной передаче) будет тем больше, чем больше сумма толщин изношенного слоя в сопряженных точках на активных профилях шестерни и колеса. Эта сумма

имеет наибольшие значения  $(h_{ниж1} + h_{вер2})$  и  $(h_{ниж2} + h_{вер1})$ , когда зубья шестерни и колеса контактируют в крайних точках активной линии зацепления. Здесь  $h_{ниж1}$  и  $h_{ниж2}$  – толщина изношенного слоя в нижних активных точках профилей зубьев шестерни и колеса соответственно;  $h_{вер1}$  и  $h_{вер2}$  – толщина изношенного слоя в точках профилей зубьев, расположенных у окружностей вершин шестерни и колеса.

**Цель работы** – разработать методику расчета коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$ , при которых значения суммы толщин изношенного слоя  $(h_{ниж1} + h_{вер2})$  и  $(h_{ниж2} + h_{вер1})$  будут равны друг другу.

### Основная часть

Согласно рекомендациям [5], интенсивность изнашивания зубьев  $I$  можно представить в виде произведения безразмерных комплексов:

$$I = \left( \frac{p_{cp}}{H} \right)^\lambda \cdot \Pi, \quad (4)$$

где  $p_{cp}$  – среднее давление на площадке контакта зубьев;

$H$  – твердость поверхностного слоя материала зубьев, выраженная в единицах давления;

через  $\Pi$  обозначено произведение безразмерных комплексных величин, учитывающих толщину смазочного слоя и приведенный параметр шероховатости поверхностей зубьев, адсорбционные свойства смазки и ее вязкость.

Значение  $\Pi$  будет одинаковым для обоих колес зубчатой передачи в любой момент зацепления.

В энциклопедическом томе [5] приводятся результаты испытаний зубчатых колес, в которых было получено значение показателя степени  $\lambda = 1$ . Это согласуется со справочником [6], согласно которому для приработанных поверхностей (т. е. на стадии установившегося износа) интенсивность изнашивания прямо пропорциональна контактному давлению.

Подставив выражение (4) и  $\lambda = 1$  в формулу (2), получим формулу для толщины изношенного слоя в произвольной точке активного профиля зуба прямозубого колеса:

$$h = \frac{\Pi \cdot p_{cp} \cdot 2 \cdot s \cdot \theta \cdot \omega \cdot t}{H \cdot 2 \cdot \pi} = \frac{\Pi \cdot q \cdot \theta \cdot \omega \cdot t}{2 \cdot \pi \cdot H}. \quad (5)$$

Здесь предполагаем, что силовое взаимодействие колес зубчатой передачи происходит через

одну пару зубьев. Это допущение приемлемо и при контакте зубьев в крайних точках  $A_1$  и  $A_2$  активной линии зацепления, поскольку погрешности изготовления зубчатых колес не всегда могут гарантировать двухпарное зацепление.

Используя формулы (5) и (1), составим выражения для сумм  $(h_{ниж1} + h_{вер2})$  и  $(h_{ниж2} + h_{вер1})$  в таком виде:

$$h_{ниж1} + h_{вер2} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \theta_{ниж1} \cdot \frac{\omega_1}{H_1} + \theta_{a2} \cdot \frac{\omega_2}{H_2} \right) = \frac{\Pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot v_{ниж1}^{ск} \cdot \left( \frac{\omega_1}{H_1 \cdot v_{ниж1}^{к.пр}} + \frac{\omega_2}{H_2 \cdot v_{a2}^{к.пр}} \right), \quad (6)$$

$$h_{ниж2} + h_{вер1} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \theta_{ниж2} \cdot \frac{\omega_2}{H_2} + \theta_{a1} \cdot \frac{\omega_1}{H_1} \right) = \frac{\Pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot v_{ниж2}^{ск} \cdot \left( \frac{\omega_2}{H_2 \cdot v_{ниж2}^{к.пр}} + \frac{\omega_1}{H_1 \cdot v_{a1}^{к.пр}} \right), \quad (7)$$

где  $\theta_{ниж1} = \frac{v_{ниж1}^{ск}}{v_{ниж1}^{к.пр}}$ ,  $\theta_{ниж2} = \frac{v_{ниж2}^{ск}}{v_{ниж2}^{к.пр}}$ ;

$\theta_{a1}$  и  $\theta_{a2}$  – удельные скольжения шестерни и колеса в точках на их окружностях вершин,

$$\theta_{a1} = \frac{v_{a1}^{ск}}{v_{a1}^{к.пр}}, \quad \theta_{a2} = \frac{v_{a2}^{ск}}{v_{a2}^{к.пр}}, \quad \text{причем}$$

$$v_{a2}^{ск} = v_{ниж1}^{ск}, \quad v_{a1}^{ск} = v_{ниж2}^{ск};$$

$H_1$  и  $H_2$  – твердости поверхностного слоя материала зубьев шестерни и колеса.

Для определения скоростей  $v_1^{к.пр}$ ,  $v_2^{к.пр}$ ,  $v^{ск}$  в точке контакта зубчатых колес в произвольно заданный момент зацепления используем формулы, известные из теории геометрического рас-

чета эвольвентных зубчатых передач [7]. Подставив в эти формулы параметры, относящиеся к точкам у вершин зубьев и к нижним активным точкам профилей зубьев шестерни и колеса, получим для передачи с внешним зацеплением выражения для скоростей, относящиеся к крайним точкам активной линии зацепления ( $A_1 A_2$ ):

$$v_{a1}^{к.пр} = \omega_1 \cdot r_{b1} \cdot \text{tg} \alpha_{a1}, \quad (8)$$

$$v_{a2}^{к.пр} = \omega_2 \cdot r_{b2} \cdot \text{tg} \alpha_{a2}, \quad (9)$$

$$v_{ниж1}^{к.пр} = \omega_1 \cdot r_{b1} \cdot \text{tg} \alpha_{ниж1}, \quad (10)$$

$$v_{ниж2}^{к.пр} = \omega_2 \cdot r_{b2} \cdot \text{tg} \alpha_{ниж2}, \quad (11)$$

$$v_{ниж1}^{ск} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b2} \cdot (\text{tg} \alpha_{a2} - \text{tg} \alpha_w), \quad (12)$$

$$v_{ниж2}^{ск} = (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b1} \cdot (\text{tg} \alpha_{a1} - \text{tg} \alpha_w), \quad (13)$$

где  $r_{b1}$  и  $r_{b2}$  – радиусы основных окружностей колес зубчатой передачи;

$\alpha_{a1}$ ,  $\alpha_{a2}$  и  $\alpha_{ниж1}$ ,  $\alpha_{ниж2}$  – углы профиля в точках у вершин зубьев и в нижних активных точках профилей зубьев шестерни и колеса;

$\alpha_w$  – угол зацепления (рис. 1).

Подставив выражения для скоростей из формул (8)–(13) в формулы (6) и (7), получим выражения для сумм  $(h_{ниж1} + h_{вер2})$  и  $(h_{ниж2} + h_{вер1})$  в следующем виде:

$$h_{ниж1} + h_{вер2} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b2} \cdot (\text{tg} \alpha_{a2} - \text{tg} \alpha_w) \times \left( \frac{1}{H_1 \cdot r_{b1} \cdot \text{tg} \alpha_{ниж1}} + \frac{1}{H_2 \cdot r_{b2} \cdot \text{tg} \alpha_{a2}} \right), \quad (14)$$

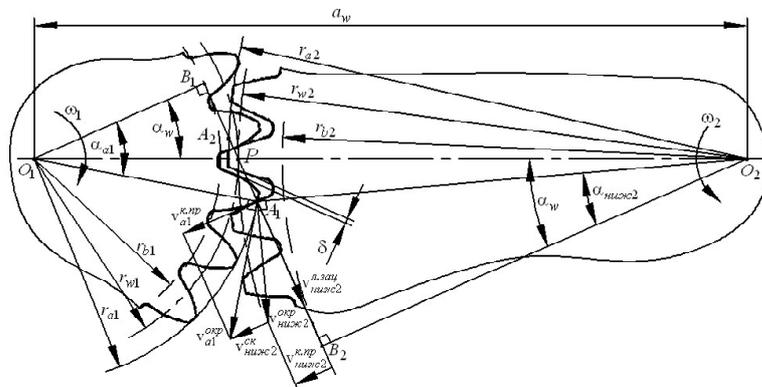


Рис. 1. Схема зацепления зубьев шестерни и колеса в сечении, перпендикулярном к осям вращения зубчатых колес

$$h_{ниж2} + h_{вер1} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t}{2 \cdot \pi} \cdot (\omega_1 + \omega_2) \cdot r_{b1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) \times \left( \frac{1}{H_2 \cdot r_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{ниж2}} + \frac{1}{H_1 \cdot r_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1}} \right). \quad (15)$$

Углы профиля в нижних активных точках профилей зубчатых колес передачи с внешним зацеплением определяются формулами [7]:

$$\operatorname{tg} \alpha_{ниж1} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{z_2}{z_1} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w), \quad (16)$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{ниж2} = \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{z_1}{z_2} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w), \quad (17)$$

где  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев шестерни и колеса соответственно.

Радиусы основных окружностей зубчатых колес определяются формулами [1]:

$$r_{b1} = \frac{m \cdot z_1}{2} \cdot \cos \alpha, \quad r_{b2} = \frac{m \cdot z_2}{2} \cdot \cos \alpha, \quad (18)$$

где  $m$  – модуль зацепления,

$\alpha$  – угол профиля исходного производящего контура.

Подставляя выражения для тангенсов углов  $\alpha_{ниж1}$ ,  $\alpha_{ниж2}$  и для радиусов  $r_{b1}$  и  $r_{b2}$  согласно (16), (17) и (18) в формулы (14) и (15), получим формулы для суммы толщин изношенного слоя на профилях шестерни и колеса, когда они контактируют в одной из крайних точек активной линии зацепления:

$$h_{ниж1} + h_{вер2} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{2 \cdot \pi \cdot H_2} \cdot \psi_1, \quad (19)$$

$$h_{ниж2} + h_{вер1} = \frac{\Pi \cdot q \cdot t \cdot (\omega_1 + \omega_2)}{2 \cdot \pi \cdot H_2} \cdot \psi_2, \quad (20)$$

причем через  $\psi_1$  и  $\psi_2$  обозначены безразмерные множители:

$$\psi_1 = (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w) \times \left( \frac{H_2}{H_1} \cdot \frac{z_2}{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w - z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w)} + \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{a2}} \right), \quad (21)$$

$$\psi_2 = (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) \times \left( \frac{z_1}{z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w - z_1 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w)} + \frac{H_2}{H_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1}} \right). \quad (22)$$

Значение угла зацепления  $\alpha_w$  зависит от коэффициентов смещения  $x_1$  и  $x_2$ , чисел зубьев  $z_1$  и  $z_2$ , угла  $\alpha$  и связано с ними трансцендентным уравнением [1]:

$$\operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha - \alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (23)$$

Углы профиля на вершинах зубьев  $\alpha_{a1}$  и  $\alpha_{a2}$  определяются из формул [1]:

$$\cos \alpha_{a1} = \frac{r_{b1}}{r_{a1}}, \quad \cos \alpha_{a2} = \frac{r_{b2}}{r_{a2}}, \quad (24)$$

причем радиусы окружностей вершин шестерни и колеса определяются из формул:

$$r_{a1} = m \cdot \left( \frac{z_1}{2} + h_a^* - x_2 + y \right), \quad (25)$$

$$r_{a2} = m \cdot \left( \frac{z_2}{2} + h_a^* - x_1 + y \right), \quad (26)$$

где  $h_a^*$  – коэффициент высоты головки зуба;

$y$  – коэффициент воспринимаемого смещения,

$$y = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right). \quad (27)$$

Подставив выражения для радиусов  $r_{b1}$ ,  $r_{b2}$ ,  $r_{a1}$ ,  $r_{a2}$  и коэффициента  $y$  согласно (18), (25), (26) и (27) в формулы (24), выразим углы профиля шестерни и колеса в точках на окружностях вершин через значения  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $z_1$ ,  $z_2$  и стандартных параметров ( $\alpha = 20^\circ$ ,  $h_a^* = 1$  согласно ГОСТу 13755-81):

$$\alpha_{a1} = \arccos \left( z_1 \cdot \cos \alpha / (z_1 + 2 \cdot (h_a^* - x_2) - (z_1 + z_2) \cdot (\cos \alpha_w - \cos \alpha) / \cos \alpha_w) \right), \quad (28)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \left( z_2 \cdot \cos \alpha / (z_2 + 2 \cdot (h_a^* - x_1) - (z_1 + z_2) \cdot (\cos \alpha_w - \cos \alpha) / \cos \alpha_w) \right). \quad (29)$$

Формулы (23), (28) и (29) показывают, что у зубчатой передачи с определенными числами зубьев колес ( $z_1$ ,  $z_2$ ) углы  $\alpha_w$ ,  $\alpha_{a1}$  и  $\alpha_{a2}$  являются функциями аргументов  $x_1$  и  $x_2$ . Тогда при заданных твердостях активных поверхностей зубьев шестерни и колеса множители  $\psi_1$  и  $\psi_2$

тоже являются функциями аргументов  $x_1$  и  $x_2$ , т. е.  $\psi_1 = \psi_1(x_1, x_2)$ ,  $\psi_2 = \psi_2(x_1, x_2)$ . Задавшись определенными числами зубьев ( $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 50$ ), соотношением твердостей поверхностного слоя

шестерни и колеса  $\left(\frac{H_2}{H_1} = \frac{285}{460}\right)$  и значением сум-

мы коэффициентов смещения  $x_1 + x_2 = x_\Sigma$ , мы построили графики зависимостей  $\psi_1(x_1, x_2)$ ,  $\psi_2(x_1, x_2)$ , где  $x_2 = x_\Sigma - x_1$  (рис. 2). Графики на рис. 2 показывают, что при условии  $x_1 + x_2 = \text{const}$  величина  $\psi_1$  убывает, а величина  $\psi_2$  возрастает при увеличении  $x_1$ . Тогда при  $x_1 + x_2 = \text{const}$  с увеличением  $x_1$  сумма  $(h_{\text{ниж}1} + h_{\text{вер}2})$  убывает, а сумма  $(h_{\text{ниж}2} + h_{\text{вер}1})$  возрастает.

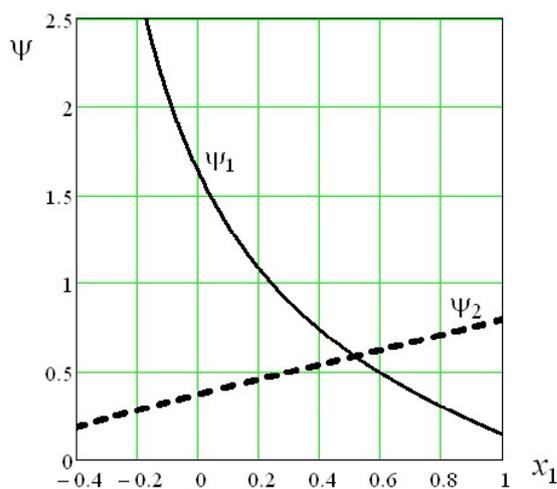


Рис. 2. Графики зависимостей безразмерных величин  $\psi_1$  и  $\psi_2$  от коэффициента смещения  $x_1$  при  $x_1 + x_2 = 0,8$  для  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 50$

Следовательно, по истечении определенного времени работы передачи большая из двух сумм толщин изношенного слоя  $(h_{\text{ниж}1} + h_{\text{вер}2})$  и  $(h_{\text{ниж}2} + h_{\text{вер}1})$  будет иметь минимальную величину при таком значении  $x_1$ , которое обеспечивает равенство этих сумм:

$$h_{\text{ниж}1} + h_{\text{вер}2} = h_{\text{ниж}2} + h_{\text{вер}1}. \quad (30)$$

При этом наибольшее приращение бокового зазора между зубьями, претерпевшими износ, будет минимальным, а ресурс зубчатой передачи до

наступления предельного состояния, когда боковой зазор  $\delta$  достигнет допустимого значения  $[\delta]$ , будет максимальным.

Уравнение (30) с учетом формул (19) и (20) преобразуется к виду:

$$\psi_1(x_1, x_2) - \psi_2(x_1, x_2) = 0. \quad (31)$$

Для нахождения конкретных значений  $x_1$  и  $x_2$  нужно решить уравнение (31) совместно с еще одним уравнением, выражающим дополнительное условие, налагаемое на значения коэффициентов смещения. В качестве последнего может выступать, например, условие вписывания передачи с известными числами зубьев колес  $z_1$ ,  $z_2$  и модулем  $m$  в заданное межосевое расстояние  $a_w$ . Значение  $a_w$  может быть, например, бли-

жайшим большим к величине  $\frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2}$  из стан-

дартного ряда межосевых расстояний редукторов. Тогда угол зацепления определяется по формуле [7]:

$$\alpha_w = \arccos\left(\frac{m \cdot (z_1 + z_2) \cdot \cos \alpha}{2 \cdot a_w}\right), \quad (32)$$

а сумма коэффициентов смещения должна иметь значение  $x_1 + x_2 = x_\Sigma$ , причем [7]:

$$x_\Sigma = \frac{(\text{tg} \alpha_w - \alpha_w - \text{tg} \alpha + \alpha) \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \text{tg} \alpha}. \quad (33)$$

Рассчитав  $x_\Sigma$  с помощью формул (32) и (33), записав  $x_2 = x_\Sigma - x_1$ , введем обозначение:

$$\varphi(x_1) = \psi_1(x_1, x_\Sigma - x_1) - \psi_2(x_1, x_\Sigma - x_1), \quad (34)$$

после чего (31) становится уравнением с одним неизвестным:

$$\varphi(x_1) = 0. \quad (35)$$

Тогда корень  $x_1^{(n)}$  уравнения (35) можно определить с требуемой точностью при помощи итерационной формулы метода секущих [8]. Задавшись двумя начальными приближениями  $x_1^{(0)}$  и  $x_1^{(1)}$  из интервала  $(0; x_\Sigma)$ , рассчитываем:

$$x_1^{(n+1)} = x_1^{(n)} - \frac{(x_1^{(n)} - x_1^{(n-1)}) \cdot \varphi(x_1^{(n)})}{\varphi(x_1^{(n)}) - \varphi(x_1^{(n-1)})}, \quad (36)$$

где  $n$  — номер итерации.

Рассчитав значение корня  $x_1^{\oplus}$ , находим и

$$x_2^{\oplus} = x_{\Sigma} - x_1^{\oplus}. \quad (37)$$

Рассмотрим пример определения коэффициентов смещения. Реверсивную прямозубую передачу с числами зубьев колес  $z_1 = 20$ ,  $z_2 = 50$  и модулем зацепления  $m = 3,5$  мм требуется вписать в межосевое расстояние  $a_w = 125$  мм. Материал обоих колес – сталь 35ХМ, термическая обработка колеса с  $z_2 = 50$  – улучшение, твердость *HB* 285; термическая обработка шестерни с  $z_1 = 20$  – улучшение и поверхностная закалка токами высокой частоты, твердость *HRC* 48, что соответствует *HB* 460. По формулам (32) и (33) рассчитываем  $\alpha_w = 0,40042$  рад,  $x_{\Sigma} = 0,7658$ . Затем при помощи формул (36) и (37) определяем  $x_1 = 0,5073$  и  $x_2 = 0,2585$ .

#### Выводы

Разработана методика определения коэффициентов смещения для колес прямозубой передачи, обеспечивающая минимальное увеличение бокового зазора в зацеплении при износе зубьев. Дополнительным условием, налагаемым на значения  $x_1$  и  $x_2$ , может быть не только рассмотренное в статье как пример условие вписывания передачи в заданное межосевое расстояние ( $x_1 + x_2 = x_{\Sigma}$ , где  $x_{\Sigma}$  определяется формулой (33)). Этим условием также может быть получение заданного коэффициента торцевого перекрытия  $\varepsilon_{\alpha}$ , например  $\varepsilon_{\alpha} = 1,2$ . Действительно, поскольку согласно [1]:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1}{2 \cdot \pi} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_w) + \frac{z_2}{2 \cdot \pi} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_w),$$

то при известных числах зубьев колес  $z_1$  и  $z_2$  коэффициент перекрытия  $\varepsilon_{\alpha}$  является функцией от аргументов  $x_1$  и  $x_2$ . Значит, условие  $\varepsilon_{\alpha}(x_1, x_2) = 1,2$  вместе с уравнением (31) являются системой двух нелинейных уравнений с двумя неизвестными  $x_1$  и  $x_2$ .

Вместе с известными из курса деталей машин формулами для определения расчетных значений

межосевого расстояния, модуля зацепления и чисел зубьев колес, предложенная методика позволяет определить рациональные с точки зрения износостойкости коэффициенты смещения исходного производящего контура для зубчатых колес реверсивной прямозубой передачи.

#### Список литературы

1. Теория механизмов и механика машин / [К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.]; под ред. К.В. Фролова. – 4-е изд., испр. и доп. – М. : изд-во МГТУ им. Баумана, 2002. – 664 с.
2. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. Кн. 2 / [В. В. Алисин, Б. М. Асташкевич, Э. Д. Браун и др.]; под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М. : Машиностроение, 1979. – 358 с.
3. Крагельский И. В. Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение. – 1977. – 526 с.
4. Чернець М. В. Метод дослідження впливу коригування зубів на контактну міцність, зношування та довговічність циліндричних евольвентних прямозубих передач / М. В. Чернець, В.В. Береза // Проблеми трибології. – 2010. – № 1. – С. 17–25.
5. Энциклопедия / Ред. совет: К. В. Фролов (пред.) и др. / В. К. Лебедев, С. И. Кучук-Яценко, А. И. Четверо и др. ; под ред. Б. Е. Патона. – М. : Машиностроение, 1999. – 496 с., ил. Т. IV-1 : Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / [Д.Н. Решетов, А. П. Гусенков, Ю. Н. Дроздов и др.]; под общ. ред. Д. Н. Решетова. – 1995. – 864 с.
6. Трение, изнашивание и смазка. Справочник в 2-х кн. Кн. 1 / [В. В. Алисин, А. Я. Алябьев, А. М. Архаров и др.]; под ред. И. В. Крагельского и В. В. Алисина. – М. : Машиностроение. – 1978. – 400 с.
7. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / [И. А. Болотовский, В.И. Безруков, О.Ф. Васильева и др.]; под ред. И.А. Болотовского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1986. – 448 с.
8. Калиткин Н. Н. Численные методы / Калиткин Н. Н. – М. : Наука, 1978. – 512 с.

Поступила в редакцию 14.05.2015

**Попович О.Г., Шевченко В.Г. Методика розрахунку коефіцієнтів зміщення для коліс реверсивної евольвентної зубчастої передачі**

*Виведено формули для визначення суми товщин зношеного шару на поверхнях зубців шестерні та колеса прямозубої передачі, коли ці зубці контактують у крайніх точках активної лінії зачеплення. Складено рівняння, котре пов'язує такі значення коефіцієнтів зміщення  $x_1$  і  $x_2$  для шестерні та колеса евольвентної передачі, при яких збільшення бокового проміжку між зубцями у зачепленні внаслідок зносу буде мінімальним. Розв'язання цього рівняння сумісно з умовою вписування передачі в задану міжосьову відстань дозволяє визначити значення  $x_1$  і  $x_2$ , при яких під час реверсування передачі динамічні навантаження на зношені зубці будуть мінімальними.*

**Ключові слова:** евольвентна зубчата передача, коефіцієнт зміщення, питоме ковзання, знос, боковий проміжок.

**Popovich A., Shevchenko V. The technique of profile shift coefficients calculation for wheels of a reverse involute gearing**

*Formulas to define sum of worn-out layer thicknesses on the surfaces of spur pinion and spur gear teeth when these teeth are contacting at extreme points of the engagement line are deduced. We derived an equation of the linkage between values of pinion and gear profile shift coefficients ( $x_1$  and  $x_2$ ) at which gear backlash increased minimally owing to wear. Solution of this equation simultaneously with condition of gear pair inscribing in the given distance between axes allows to define  $x_1$  and  $x_2$  values that minimize dynamic loads on the worn teeth during transmission reversal.*

**Key words:** involute gearing, profile shift coefficient, specific sliding, wear, gear backlash.

УДК 62-758.34/36:621.438:621.1.016.4.001.57:519.6

**Канд. техн. наук В. Е. Костюк, Е. И. Кирилаш**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕПЛОЙ ИЗОЛЯЦИИ КОРПУСА КОНВЕРТИРОВАННОГО ГТД НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА**

*Методами вычислительной аэрогидродинамики исследовано тепловое состояние оборудования силового блока турбокомпрессорного агрегата при наличии и отсутствии внешней тепловой изоляции корпуса конвертированного газотурбинного двигателя. Покрытие корпуса двигателя теплоизоляционными матами из базальтового волокна приведет к значительному снижению температур его наружной поверхности и малоразмерного оборудования силового блока при небольшом уменьшении коэффициента полезного действия турбины и мощности двигателя из-за дополнительного теплового расширения корпуса.*

**Ключевые слова:** турбокомпрессорный агрегат, силовой блок, газотурбинный двигатель, пожаровзрывобезопасность, тепловое состояние, тепловая изоляция, моделирование.

### **Введение**

На блочно-комплектных компрессорных станциях газовой и нефтяной промышленности применяются турбокомпрессорные агрегаты (ТКА) с конвертированными авиационными или судовыми газотурбинными двигателями (ГТД) в качестве привода, находящимися в укрытии силового блока (БС). Такие ГТД во время работы сильно нагреваются. Одной из причин пожара (взрыва) на ТКА может быть воспламенение топливного газа или смазочного масла при контакте с горячими поверхностями корпуса ГТД, температура которых превышает температуру самовоспламенения воспламеняющегося вещества. Тепловое излучение высокотемпературных поверхностей корпусе ГТД может приводить к локальному перегреву и выходу из строя навесного и отдельно стоящего оборудования, контрольно-измерительных приборов и коммуникаций БС. Поэтому обеспечение пожаровзрывобезопасности и приемлемого теплового состояния (ТС) оборудования БС является актуальной задачей, имеющей большое практическое значение. Взрывопреупреждение и работоспособность оборудования обычно обеспечиваются механической вентиляцией БС. В паровых турбинах и газовых турбинах промышленного типа распространена внешняя тепловая изоляция их толстостенных корпусов, которая позволяет снизить термические напряжения и предупредить коробление обеспечением равномерности их прогрева, увеличить КПД турбины, уменьшив потери тепла в окружающую среду, обеспечить противопожарные мероприятия и защитить персонал от воздействия высоких температур и шума оборудования [1, 2].

Традиционно изоляция корпусов турбин выполняется напылением теплоизоляционной смеси, например [3]. Однако после выхода из строя такой изоляции требуется ее разрушение и полное восстановление, поэтому она применяется в паровых турбинах с большими периодами эксплуатации. Современные теплоизоляционные изделия из базальтовых и муллитокремнеземистых волокон, например [2–5], характеризуются низкой теплопроводностью, высокой температуростойкостью, малой объемной массой и большим ресурсом. Однако об использовании внешней тепловой изоляции для конвертированных ГТД с тонкостенными корпусами для уменьшения их роли как источников воспламенения и тепловыделений авторам неизвестно. Исследование данного вопроса путем проведения натуральных испытаний связано с большими материальными затратами и рисками. Физическое моделирование затруднительно в связи со сложностью объекта и невозможностью обеспечить условия подобия. Простейшие математические модели (ММ) теплового баланса не дают информации о локальных скоростях и температурах воздуха в укрытии, так как они оперируют лишь средними величинами [6]. С развитием методов вычислительной аэрогидродинамики (CFD – Computational Fluid Dynamics) появилась возможность подробного моделирования физических процессов в формулировке краевых задач. Так, авторами работ [7–13] выполнены численные исследования отдельных физических явлений в трехмерной постановке с целью оценки эффективности системы вентиляции БС [7–9], модификаций конструкции БС [10–12] и разработки критерия

взрывобезопасности [13]. Однако работы по исследованию ТС БС при наличии тепловой изоляции его узлов авторам неизвестны.

Цель настоящей работы — оценить влияние внешней тепловой изоляции корпуса конвертированного ГТД на ТС оборудования БС ТКА методами CFD.

### Математическая модель

В рамках обобщенной ММ ТС БС [14] была сформулирована и численно решена методами контрольного объема и дискретных ординат задача о вязком квазистационарном трехмерном турбулентном течении двух сред — воздуха и выхлопных газов, — в проточных частях укрытия и газоотводного устройства соответственно, отделенных друг от друга и окружающей среды непроницаемыми стенками, с учетом смешанного конвективного теплообмена, лучистого теплообмена и теплопроводности через стенки с использованием тепловой модели корпуса ГТД [15]. Для замыкания системы уравнений неразрывности, сохранения импульса в форме Навье-Стокса и энергии использована модель турбулентности Лаундера-Сполдинга, учитывающая силы плавучести [16]. Исследовано два варианта корпусов ГТД: существующий металлический (задача 1) и предложенный двухслойный — покрытый, начиная с силового корпуса компрессора высокого давления (КВД), матами из супертонкого базальтового волокна (задача 2) (рис. 1).

### Оценка толщины слоев тепловой изоляции корпуса ГТД

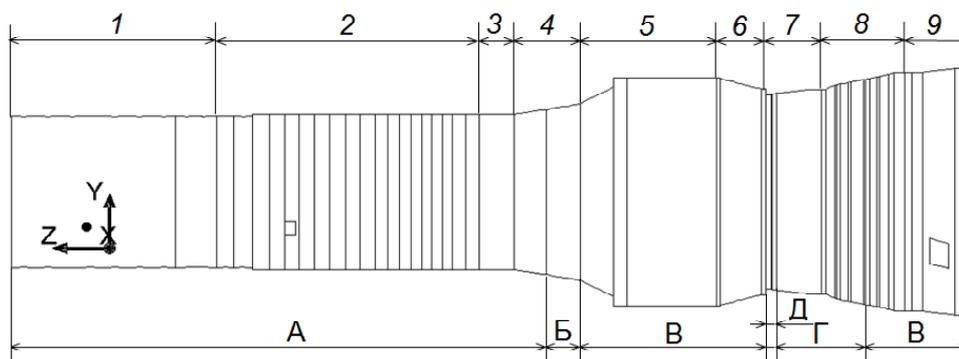
Исходя из соображений пожаровзрывобезопасности ТКА и приемлемого ТС оборудования БС, принципиально возможно определить необходимую толщину слоев внешней тепловой изоляции корпуса ГТД при отсутствии его обдува

вентиляционным воздухом. Однако постановка такой задачи относительно максимально допустимых температур всего оборудования ТС представляется слишком громоздкой. Поэтому толщина матов вычислялась только по условиям пожаровзрывобезопасности ТКА в ожидании, что покрытие теплоизоляционными матами наиболее горячих участков корпуса двигателя также обеспечит приемлемые температуры остального оборудования БС. Наибольшая температура поверхности оборудования, безопасная в отношении воспламенения промышленного метана, составляет  $450\text{ }^{\circ}\text{C}$  [17]. Тяжелые жидкие нефтепродукты, в том числе минеральные масла, самовоспламеняются при температурах выше  $300\text{ }^{\circ}\text{C}$  [18]. Чтобы исключить наличие в горючей среде источников воспламенения рекомендуется поддерживать температуры поверхностей машин не более 80 % от минимальной температуры самовоспламенения горючего вещества [19]. В таком случае наибольшая температура поверхности корпуса ГТД, безопасная в отношении воспламенения паров смазочного масла, должна составлять  $240\text{ }^{\circ}\text{C}$ . По вычисленной толщине тепловой изоляции участков корпуса ГТД, которая обеспечивает температуру его наружной поверхности менее  $240\text{ }^{\circ}\text{C}$ , были выбраны теплоизоляционные маты среди изделий производства «Черновицкого завода теплоизоляционных материалов «ROTIS» [20] толщиной 5, 20, 30 и 40 мм (см. рис. 1).

### Результаты численного исследования

Результаты расчетов ТС БС при наличии тепловой изоляции корпуса ГТД и при ее отсутствии показаны на рис. 2, 3 и приведены в табл. 1.

Результаты расчетов показали, что наличие тепловой изоляции корпуса ГТД практически не влияет на структуру и течение воздуха в БС, однако температура воздуха внутри БС снижается



**Рис. 1.** Характерные участки корпуса конвертированного ГТД: 1 — проставка; 2 — корпус компрессора низкого давления (КНД); 3 — переходник; 4 — силовой корпус КВД; 5 — кожух камеры сгорания (КС); 6 — силовой корпус турбины высокого давления (ТВД) и турбины низкого давления (ТНД); 7 — опорный венец (ОВ) ТНД; 8 — корпус силовой турбины (СТ); 9 — ОВ СТ; А — металлический корпус ГТД без изоляции; Б — мат прошивной огнезащитный МБПОР-5 толщиной 5 мм; В — мат теплоизоляционный и звукопоглощающий АТМ-10К в обкладке из кремнеземной ткани толщиной 20 мм; Г — мат прошивной МТПБа-КТ-6 в обкладке из кремнеземной ткани толщиной 30 мм; Д — мат прошивной МТПБа-КТ-6 в обкладке из кремнеземной ткани толщиной 40 мм

(см. рис. 2). Температуры внутренних стенок БС при наличии изоляции корпуса ГТД также значительно уменьшаются. При этом наибольшие температуры наблюдаются в районе газотводного устройства.

Из рис. 3 видно, что при наличии изоляции температура наружной поверхности двухслойного корпуса ГТД существенно уменьшается. Ее максимальная температура на участке между корпусами КНД и КВД, на котором имеется дополнительный тепловой поток вследствие теплопроводности вдоль корпуса КВД, составляет 190 °С, что удовлетворяет условиям пожаровзрывобезопасности. При этом температура расположенного под матами металлического корпуса ГТД увеличивается. Максимальная температура наружной поверхности металлического корпуса ГТД без

изоляции составляет около 570 °С на участке корпуса над рабочим колесом первой ступени СТ; при наличии изоляции на этом же участке температура наружной поверхности металлического корпуса возрастает до 610 °С, а максимальная температура наружной поверхности металлического корпуса достигает 630 °С на участках корпуса ОВ ТНД и соплового аппарата первой ступени СТ. Температуры внутренней поверхности корпуса ГТД близки к температурам наружной из-за его малой толщины и высокой теплопроводности.

Для оценки ТС малоразмерного оборудования БС, не включенного в состав расчетной области, использовались температуры ближайших к нему поверхностей стенок БС.

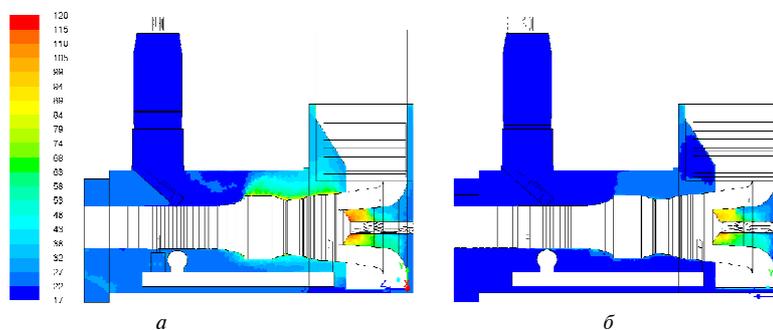


Рис. 2. Температура воздуха (°С) в сечении  $x = \text{const}$ , проходящем через ось ГТД

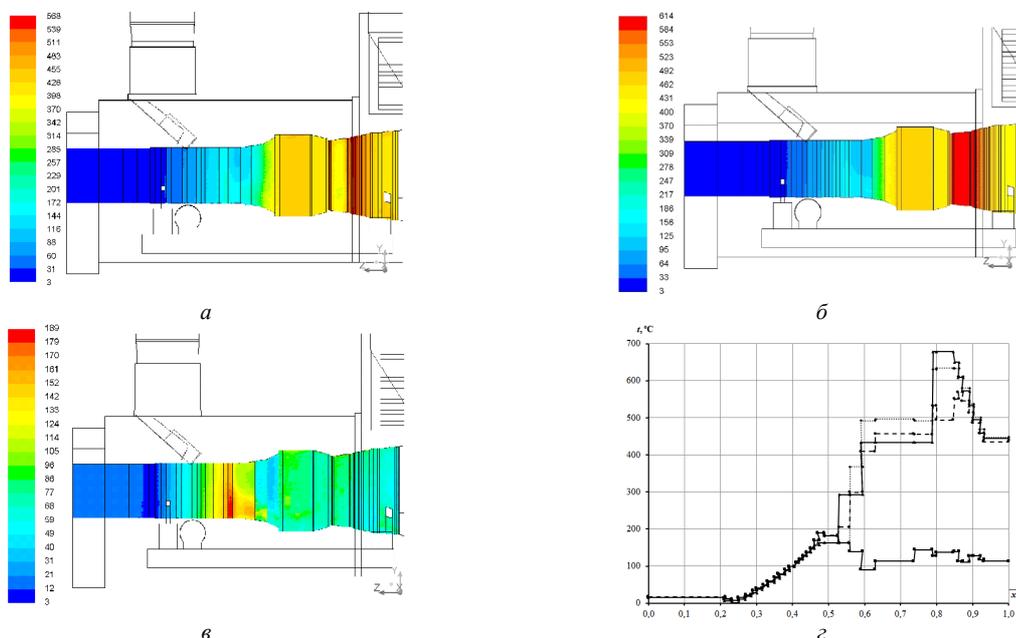


Рис. 3. Температуры (°С) наружной поверхности металлического корпуса ГТД без изоляции (задача 1) (а) и при её наличии (задача 2) (б), наружной поверхности изоляции (задача 2) (в) и максимальные температуры (°С) по участкам корпуса ГТД (г): —▲— — рабочего тела в проточной части ГТД; —●— — наружной поверхности металлического корпуса ГТД без изоляции (задача 1); —◆— — наружной поверхности металлического корпуса ГТД, покрытого изоляцией (задача 2); —■— — наружной поверхности изоляции (задача 2)

Таблица 1 – Температуры (°С) малоразмерного оборудования БС

Прибор	Задача 1	Задача 2	Максимальная допустимая температура, °С
Дозатор газа	44	20	80
Стоп-кран	36	21	60
Газоанализатор углеводородных газов	49	20	50
Термопреобразователь сопротивления	36	21	60
Тепловой пожарный извещатель 1	64	21	182
Тепловой пожарный извещатель 2	56	21	182
Тепловой пожарный извещатель 3	54	24	182
Тепловой пожарный извещатель 4	59	24	182
Выключатель концевой 1	71	21	55
Выключатель концевой 2	41	22	55
Выключатель концевой 3	35	20	55
Светильник 1	46	23	90
Светильник 2	42	21	90
Светильник 3	68	23	90

Из табл. 1 видно, что применение тепловой изоляции корпуса ГТД приводит к уменьшению температур оборудования БС на 1550 °С. Это обусловлено уменьшением температуры воздуха в БС и теплового излучения теплоизолированных поверхностей корпуса ГТД. В наибольшей степени снижаются температуры оборудования, расположенного в районе турбины ГТД, в частности, температура светильника 3 уменьшается на 45 °С, а выключателя концевой 1 – на 50 °С.

Увеличение температуры расположенного под матами металлического корпуса ГТД вызывает его дополнительное тепловое расширение, вследствие чего увеличиваются радиальные зазоры между рабочими лопатками ротора и внутренней поверхностью корпуса. Согласно выполненным авторами оценкам при увеличении температуры металлического корпуса над рабочим колесом первой ступени неохлаждаемой СТ с 570 °С до 610 °С радиальные зазоры между ротором и статором СТ увеличиваются приблизительно на 0,3 %. Это приводит к уменьшению ее КПД на 0,8 % и мощности ГТД на 2,1 %.

#### Заключение

С помощью варианта обобщенной ММ ТС БС, адаптированной к условиям частных задач, выполнено численное исследование ТС оборудования БС при наличии внешней тепловой изоляции корпуса конвертированного ГТД и при ее отсутствии. Толщины теплоизоляционных матов, размещаемых на корпусе ГТД, определялись, исходя из наибольшей температуры поверхности корпуса ГТД, безопасной в отношении воспламенения паров смазочного масла. Результаты расчетов показали, что наличие тепловой изоляции корпуса конвертированного ГТД значительно снижает температуры его наружной поверхности и малоразмерного оборудования БС. Это уменьшает роль ГТД как источника воспламенения и тепловыделения, что обеспечивает потенциальную

возможность снижения мощности вентиляторов, подающих воздух внутрь БС. Однако покрытие корпуса ГТД тепловой изоляцией имеет и негативные последствия. Во-первых, это приведет к небольшому снижению КПД турбины и мощности ГТД из-за дополнительного теплового расширения корпуса. Во-вторых, для обеспечения возможности покрытия корпуса ГТД теплоизоляционными матами понадобится модификация трубопроводной и кабельной обвязки. Поэтому вопрос о целесообразности применения внешней тепловой изоляции корпусов конвертированных ГТД, работающих в укрытии БС ТКА, требует дополнительного технико-экономического обоснования.

#### Список литературы

1. Лебедев-Цветков Ю. Д. Оборудование и рабочие процессы газотурбинных компрессорных станций / Ю. Д. Лебедев-Цветков. – Л. : Недра, 1966. – 157 с.
2. Воронков С. Т. Основные направления совершенствования теплозащиты оборудования ТЭС / С. Т. Воронков // Промышленная энергетика. – 2003. – № 5. – С. 19 – 23.
3. Промышленная изоляция ARNOLD [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.arnoldgroup.com/3/isolierungen/isolierungen.htm>. – 25.05.2015 г.
4. Теплоизоляционные оболочки iSHELL [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://gkflagman.com/catalog/napravlenie/?ID=1765.htm>. – 25.05.2015 г.
5. Рудюк В. Теплоакустическая изоляция для объектов нефтегазового комплекса / В. Рудюк // Нефтегазовая вертикаль. – № 13–14. – 2014. – С. 14–15.
6. Шляпин Я. К. Математическое моделирование тепловых режимов отсеков ГПА / Я. К. Шляпин // Газовая промышленность. – 2008. – № 2. – С. 16–19.

7. Клочков А. В. Обеспечение взрывозащиты газотурбинного оборудования / А. В. Клочков, Е. С. Корнилова, А. А. Снитко // Газотурбинные технологии. – 2005. – № 8. – С. 20–22.
8. Results and Experience from GE Energy's MS5002E Gas Turbine Testing and Evaluation [Электронный ресурс] / M. D'Ercole, G. Biffaroni, F. Grifoni, F. Zanobini, P. Pecchi. – 80 Min / 700 Mb. – Proceedings of ASME TurboExpo 2005. Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. GT2005-68053. – 9 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
9. Трусов П. В. Численные исследования процесса вентиляции и теплового состояния шумотеплозащитных кожухов газотурбинных установок с использованием параллельных вычислений / П. В. Трусов, Д. А. Чарнец // Вычислительная механика сплошных сред. – 2012. – Т. 5, № 2. – С. 208–216.
10. Graf E. Design Improvements Suggested by Computational Flow and Thermal Analyses for the Cooling of Marine Gas Turbine Enclosures [Электронный ресурс] / E. Graf, T. Luce, F. Willet. – 80 Min / 700 Mb. – Proceedings of ASME TurboExpo 2005. Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. GT2005-68574. – 7 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
11. Vahidi D. Numerical and Experimental Study of Ventilation for Turbine Package Enclosure [Электронный ресурс] / D. Vahidi, H. Bagheri, V. Glezer. – 80 Min / 700 Mb. – Proceedings of ASME TurboExpo 2006. Barcelona, Spain. May 8–11, 2006. GT2006-90960. – 10 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
12. Barbato L. Combined 1D and 3D CFD Approach for GT Ventilation System Analysis [Электронный ресурс] / L. Barbato, M. Blarasin, S. Rosin // Newsletter. – 2008. – № 1. – P. 15–18. – Режим доступа: <http://www.enginsoft.it/applications/oilgas/geoilgas.html>. – 25.05.2015 р.
13. Santon R. C. A New Gas Turbine Enclosure Ventilation Design Criterion [Электронный ресурс] / R. C. Santon, M. J. Ivings, D. K. Pritchard. – 80 Min / 700 Mb. – Proceedings of ASME TurboExpo 2005. Reno, Nevada, USA. June 6–9, 2005. GT2005-68725. – 8 p. – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM).
14. Костюк В. Е. Обобщенная математическая модель теплового состояния укрытий газотурбинных установок / В. Е. Костюк, Е. И. Кириллаш, А. Л. Кравчук // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2013. – № 1. – С. 22 – 26.
15. Костюк В. Е. Тепловая модель корпуса газотурбинного двигателя / В. Е. Костюк, Е. И. Кириллаш // Интеграція технологій та енергозбереження. – 2015. – № 2.
16. Launder B. E. Lectures in Mathematical Models of Turbulence / B. E. Launder, D. B. Spalding. – London : Academic Press, 1972. – 169 p.
17. Бурдюгов С. И. Безаварийная эксплуатация «горячих» газотурбинных двигателей в составе ангарных ГПА / С. И. Бурдюгов, Г. Н. Захаров, В. Л. Попов // Газовая промышленность. – 2008. – № 4. – С. 57–59.
18. Эрих В. Н. Химия и технология нефти и газа / В. Н. Эрих, М. Г. Расина, М. Г. Рудин. – Л., Химия, 1977. – 424 с.
19. Производственная безопасность. Часть 1. Опасные производственные факторы : учеб. пособие / под ред. С. В. Ефремова ; Политехн. ун-т. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2012. – 223 с.
20. Теплоизоляционные изделия [Электронный ресурс]. – Режим доступа : <http://rotys.com/mati.htm>. – 25.05.2015 р.

Поступила в редакцию 10.03.2015

**Костюк В.Є., Кириллаш О.І. Дослідження впливу теплової ізоляції корпусу конвертованого ГТД на тепловий стан обладнання турбокомпресорного агрегата**

*Методами розрахункової аерогідродинаміки досліджено тепловий стан обладнання силового блока за наявності та відсутності зовнішньої теплової ізоляції корпусу конвертованого газотурбінного двигуна. Покриття корпусу двигуна теплоізоляційними матами з базальтового волокна призведе до значного зниження температур його зовнішньої поверхні і малорозмірного обладнання силового блока при невеликому зменшенні коефіцієнта корисної дії турбіни та потужності двигуна внаслідок додаткового теплового розширення корпусу.*

**Ключові слова:** турбокомпресорний агрегат, силовий блок, газотурбінний двигун, пожежовибухобезпека, тепловий стан, тепла ізоляція, моделювання.

**Kostyuk V. Ye., Kirilash Ye. I. Investigation of the influence of the converted gas-turbine engine case heat insulation on the turbocompressor unit equipment heat state**

*Research of the turbocompressor unit power block equipment heat state in the presence and absence of external heat insulation of the converted gas-turbine engine case was performed by computational fluid dynamics methods. Engine case covering by heat-insulating mats of basalt fibre will result in essential decrease of the temperatures of its external surface and low-sized power block equipment under low reduction of turbine efficiency and gas-turbine engine power due to additional heat expansion of the case.*

**Key words:** turbocompressor unit, power block, gas-turbine engine, fire- and explosion safety, heat state, heat insulation, simulation.

УДК 629.764

V. V. Yemets, M. M. Dron', T.V. Yemets

Oles' Honchar Dnipropetrovs'k National University

## AN EXTREMELY SMALL AUTOPHAGE ROCKET FOR ORBITING A PICO SATELLITE

*A new experiment is the main object of the paper. The experiment continues the series of the tests which are carried-out to clarify the engineering feasibility of an inertial autophage rocket. A distinguish feature of the new test set is a reverse-feed gasification chamber. The successful firing of it is a step towards inertial-pulse engine, the core part of a very small, simple and cheap pocket launch vehicle for pico and femto satellites.*

**Key words:** pocket autophage pulse-inertial launch vehicle, reverse-feed gasification chamber.

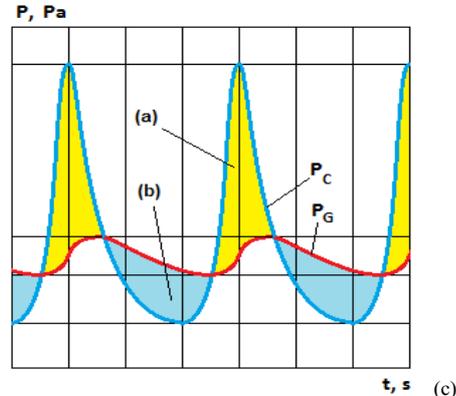
### What are the ways to decrease the cost of putting payloads into orbit radically?

According to expert estimations the cost of orbiting payloads into a low Earth orbit must be  $10^1 \dots 10^2$  times lesser than the present-day values to trigger the utilization of the near-Earth space and planets [1]. While the present state of humankind technology suffices to begin the colonization, the launch vehicle state-of-the-art brakes it and – even more – leads to the deceleration of the world's launching activity and reducing space industry. What are the ways to make the access to space cheaper? Considering a huge amount of proposed projects it is possible to decide that an answer is absent now. Reusable launchers need unacceptably expensive reparation between their flights (like Space Shuttle). Economically sound airbreathing space planes must be equipped with rocket engines suitable to be reused for  $10^2 \dots 10^3$  times [2] (like Skylon). New structure materials (like lithium or carbon composites), propellants (like liquid methane) or propulsions (like hybrid) cannot change the situation radically. Are the other ways for now? We don't know them for manned missions and big payloads, however, for the emerging market of pico and femto satellites it is possible to propose a methods of decreasing the launching cost by means of the use of autophage pico launchers, very small rockets with an initial mass of several tens kilograms and manufacturing cost of several thousand US dollars.

### The idea of the pulse-inertial autophage launch vehicle

According to our estimations the development of a launch vehicle with an initial mass lesser than 1...1.5 tons is impossible theoretically if the conventional design and technology are used. Such a rocket associates with 3-4 stages and several million or more dollars for a payload with a weight of 10...30 kg. It would be scarcely suitable to meet the pico and femto satellite market requirement in a global mass

scale. Is it possible to change the conventional design to make launch vehicles smaller and cheaper? Taking into account that the mass of a launch vehicle tank structure is a half of the launch vehicle initial dry mass and the cost of the launch vehicle engines is more than the half of the vehicle total cost, let us look for a design having no propellant tank structure and equipped with light and simple engine. From the point of view an autophage rocket proposed in 1960 [3] looks interesting. An improvement of the idea with a pulse engine and a gasification chamber gives a pulsed-inertial autophage rocket presented in fig. 1.

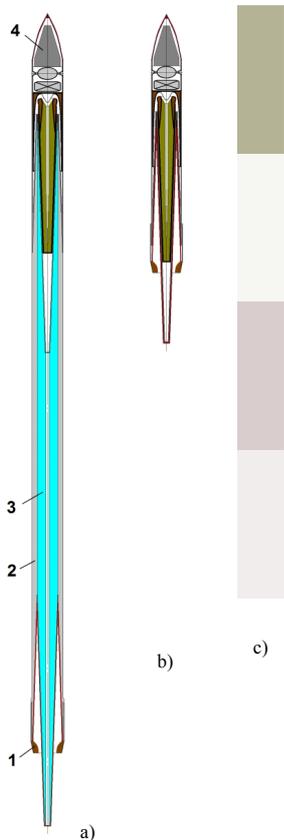


**Fig. 1.** The idea of a pulse-inertial autophage rocket:  
 a) – a portion of propellant burns in a combustion chamber;  
 b) – the next portion of propellant fills the combustion chamber;  
 c) –  $P_C$  and  $P_G$  vs time; 1 – combustion chamber; 2 – valves; 3 – hot wall; 4 – gasification chamber; 5 – fuel; 6 – oxidizer

The work of the rocket is similar to a well-known airbreathing pulse engine. Let us consider the work as a recurrent sequence of discrete processes. When a portion of propellant burns a combustion chamber pressure  $P_C$  closes injection valves and presses the hot wall of a gasification chamber to the rocket case of easily gasified matter, fig. 1 a). The gasification chamber is designed like considered in [4] one. A part of the case contacting to the hot wall gasifies and fills the gasification chamber so the gasification

chamber pressure  $P_G$  rises. When the burnt portion of propellant flows out the combustion chamber pressure  $P_C$  falls,  $P_G$  opens the valves and a new portion of propellant takes place in the combustion chamber, fig. 1 b). At the time a flow of the combustion products causes a thrust which prevents throwing the rocket case out from the gasification chamber. Then the processes repeat. In the both cases the inertia of the rocket case is cooperate with  $P_C$  and the thrust.

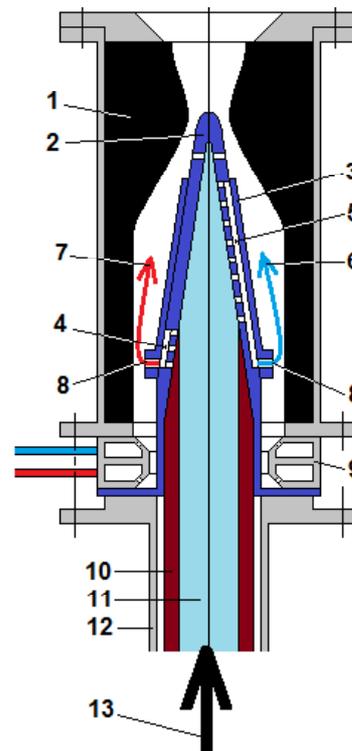
A version of the pulsed-inertial autophage launch vehicle conceptual design is presented in fig. 2. The rocket tubular case of polymeric fuel contains solid oxidizer. A conical shell at the end of the case is a spike engine of the rocket. Gasiform propellant is fed into the engine through channels in the shell [5 and 6]. The engine moves along the rocket case by means of its own thrust. The first stage equals about 95 percent of the launch vehicle initial mass and reaches a speed of about 6 km/s. So the jettisoned first stage engine burns in the atmosphere. By the way there are no pollutions and impact areas on the Earth surface. The most important feature of the design is a possibility to make a launcher extremely light and small about 30...50 kg initial mass and 1...1.5 m initial length for a 70...100 gramme payload, due to unusually small structure mass fraction, about 5...6 percent, of its initial mass.



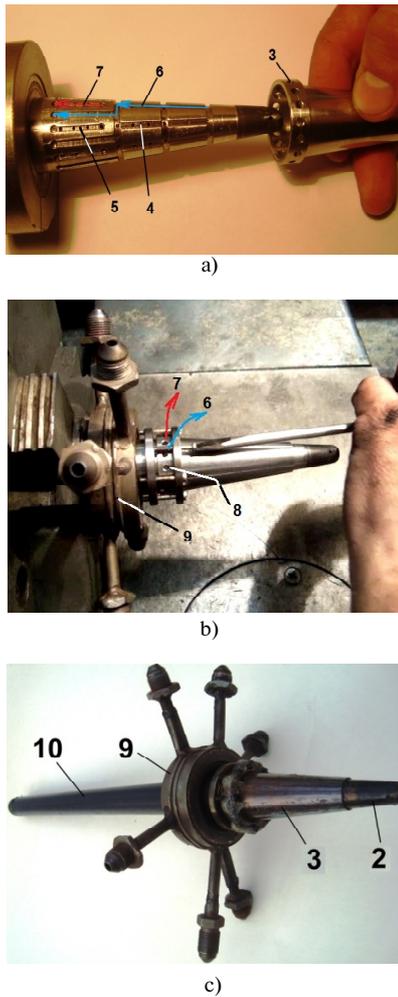
**Fig. 2.** The conceptual design of a portable pulse-inertial autophage launch vehicle: a) – initial configuration; b) – final configuration; c) – second stage separation; 1 – first stage conical shell spike engine; 2 – fuel; 3 – oxidizer, 4 – payload with attached second stage engine

### An experimental investigation of a reverse-feed gasification chamber

To check the engineering feasibility of the inertial-pulse engine a series of experiments are carried-out. At the previous stages of the series a single-unit gasification chamber for solid fuel and oxidizer was developed and successfully tested [5, 6, 7, 8, and 9]. A new experiment was designed and implemented at Dnipropetrovs'k National University in late 2014. The idea of the experiment is illustrated with fig. 3 [10]. A pneumatic pusher feeds a gasification chamber with the propellant rod consisted of a solid fuel envelope and an oxidizer core. Contacting the gasification chamber hot wall, a part of the rod transforms into gases. The gasiform propellant components pass through the channels formed with grooves on the gasification chamber and a cover into a combustion chamber at the area of its head. There the gases mix and burn. The flows of hot combustion products heating the gasification chamber from its root to nose are reverse to the gas flows inside the gasification chamber channels, which gives the name of the chamber. The experimental plant and its main parts are presented in fig. 4.



**Fig. 3.** The schematic of the reverse-feed engine experimental model: 1 – combustion chamber; 2 – gasification chamber; 3 – cover; 4 – fuel channels; 5 – oxidizer channels; 6 – gasified oxidizer flow; 7 – gasified fuel flow; 8 – oxidizer and fuel injection holes; 9 – injection head of auxiliary propellant; 10 – pipe of polymeric fuel; 11 – solid oxidizer; 12 – guide pipe; 13 – pneumatic pusher

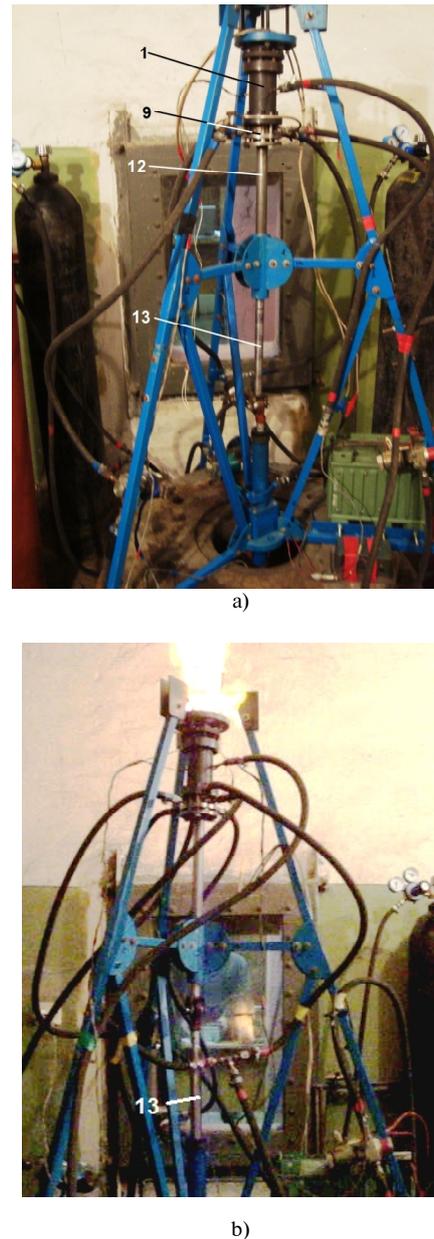


**Fig. 4.** The new parts of the experimental plant (the numbers correspond to fig. 3): a) – the gasification chamber with the cover taken away; b) – the gasification chamber with the cover mounted; c) – propellant charge

### The results of the new experiment

We have reached: (1) a successful work of the reverse-feed gasification chamber with no burn-through of its cover, (2) the gasification and combustion of a 210 mm polyethylene-ammonium nitrate propellant rod for 143 s with a shortening rate of about 1.4 mm/s supporting with auxiliary propane-oxygen propellant, fig. 5, (3) self-sustaining combustion of the propellant rod with about the same shortening rate when propane (not oxygen) is turned-off.

Several improvements of the experimental engine will follow the test in the next step. Polyethylene fuel tube will be changed for stronger polypropylene and the tube wall will be made thinner to approach to stoichiometric fuel-to-oxidizer ratio. Finally each injection hole of the gasification chamber cover will be equipped with a clapper valve to get pulse mode.



**Fig. 5.** The transformation of the experimental set during the firing (the numbers correspond to fig. 3): a) – the initial configuration, the pusher is in the bottom position; b) the final configuration, the pusher is put into the guide pipe in the top position

### A mobile phone in orbit

In a case of successful development a small launcher like presented in fig. 2 can be used to orbit a small payload with a weight of a mobile phone for scientific and educational purposes or for mass personal use. Except this, small teams of alpinists, hunters, sailors, travellers, anti-terrorist troops and so on can be equipped with such a portable launcher for safe emergency communication in a case when other means are failed or impossible.

### Acknowledgements

The fire testing described above was carried-out in the framework of the Scientific and Research Work No 4-284-13 funded by the Ukrainian Government. The main part of this article was presented at 12th Reinventing Space Conference, London, the UK, 18-20 November 2014, paper No BIS-RS-2014-31.

### References

1. Collins P. The Economic Benefits of Space Tourism / P. Collins // Journal of the British Interplanetary Society. – 2006. – Vol. 59, № 11. – P. 400–410.
2. Solar Power Satellites and Spaceplanes [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.reactionengines.co.uk>. – 20.10.2014.
3. Pat. 3250216 USA. Autophage Rocket / Z.A. Tupaldos, 1966.
4. Ємець В. В. Газифікаційна камера спалимої ракети-носія / В. В. Ємець // Вісник двигунобудування. – 2008. – № 1. – С. 17–21.
5. Is the Combustible Inertial Pico Launch Vehicle Feasible? / V. Yemets, F. Sanin, O. Kostritsyn and etc. // Journal of the British Interplanetary Society. – 2010. – Vol. 63, № 7. – P. 249–259.
6. The infinite staging rocket – first step to realization [Электронный ресурс] / V. Yemets, O. Motsyk, S. Prince and etc. // 63rd International Astronautical Congress, Beijing, China, 2013. – paper IAC-13,D2.7.7, x17847. – 1 электрон. опт. диск (DVD-ROM).
7. Single-Stage Small Satellite Launcher with Combustible Tank of Polyethylene / V. Yemets, F. Sanin, Ye. Dzhur and etc. // Acta Astronautica. – 2009. – Vol. 64. – P. 28–32.
8. Експериментальне дослідження моделі ракетного двигуна, що живиться твердим поліетиленовим стержнем як пальним / [В. В. Ємець, Ф. П. Санін, Є. О. та ін.] // Космічна наука і технологія. – 2007. – Т 13, № 6. – С. 18–30.
9. Ємець В. В. Оцінка теплофізичних характеристик поліетилену в умовах газифікаційної камери спалимої ракети-носія / В. В. Ємець // Вісник двигунобудування. – 2008. – № 2. – С. 20–23.
10. Yemets V. Development Trends in Space Propulsion Systems / V. Yemets, S. Prince, R. Wilkinson // VIII International Scientific Conference, Warsaw, Poland, 2013.

Поступила в редакцію 17.04.2015

### **Ємець В.В., Дронь М.М., Ємець Т.В. Гранично мала автофажна ракета-носії піко-спутників**

*Стаття містить опис нового дослідження, що продовжує експериментальну розробку інерційної автофажної ракети. Особливістю нового експерименту є використання газифікаційної камери з реверсною подачею палива, успішне вогняне випробування якої є ще одним кроком у напрямку створення інерційно-пульсового двигуна для нової малої і дешевої портативної ракети-носія піко- і фемтоспутників.*

**Ключові слова:** портативна автофажна пульсово-інерційна ракета-носії, газифікаційна камера з реверсною подачею палива.

### **Емец В.В., Дронь М.М., Емец Т.В. Предельно малая автофажная ракета-носитель пикоспутников**

*Статья посвящена описанию нового исследования, которое продолжает экспериментальную разработку инерционной автофажной ракеты. Особенность нового эксперимента состоит в использовании газификационной камеры с реверсной подачей топлива, успешное огневое испытание которой является очередным шагом на пути создания инерционно-пульсирующего двигателя для новой малой и дешевой портативной ракеты-носителя пико- и фемтоспутников.*

**Ключевые слова:** портативная автофажная пульсирующая-инерционная ракета-носитель, газификационная камера с реверсной подачей топлива.

УДК 539.261:539.319

Д-р фіз.-мат. наук С. В. Лоскутов, С. В. Сейдаметов, М. О. Щетініна

Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя

## УДОСКОНАЛЕННЯ РЕНТГЕНІВСЬКОГО СПОСОБУ ВИЗНАЧЕННЯ ПОВЕРХНЕВИХ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ

Розглянуто рентгенівський спосіб визначення поверхневих залишкових напружень, заснований на відомому методі « $2\theta - \sin^2 \psi$ ». Запропоновано підвищення точності вимірювання величини залишкових напружень шляхом використання значення модуля Юнга поверхневого шару металевого зразка, отриманого експериментально методом кінетичного інденування. Представлено результати досліджень розподілу залишкових напружень по поверхні лопаток обома способами.

**Ключові слова:** поверхневі залишкові напруження, рентгенівський метод, модуль Юнга, кінетичне інденування.

### Вступ

Процеси деформування і руйнування матеріалу деталей значною мірою пов'язані з напружено-деформованим станом поверхневого шару металевих виробів. Саме тому величина і розподіл поверхневих залишкових напружень є важливими характеристиками для оцінки стану матеріалу.

Одним із перспективних неруйнівних методів дослідження залишкових напружень на поверхні металевих виробів є рентгенівський метод. Підвищення точності визначення поверхневих залишкових напружень рентгенівським методом було метою даної роботи.

Найбільш поширеним методом рентгенодифрактометричного вимірювання залишкових макроскопічних напружень є метод « $2\theta - \sin^2 \psi$ », де  $\theta$  – кут Вульфа-Брегга,  $\psi$  – кут між нормаллю до площини, що відбивають промені, та нормаллю до поверхні зразка. Відбиття рентгенівського променя від сімейства паралельних кристалічних площин відбувається тільки при певному значенні кута падіння  $\theta$ , пов'язаного з довжиною хвилі падаючого випромінювання  $\lambda$  і міжплощинною відстанню  $d_{hkl}$  законом Брегга:

$$\lambda = 2d_{hkl} \sin \theta. \quad (1)$$

Спосіб визначення залишкових поверхневих напружень в металах полягає в опромінюванні рентгенівським променем досліджуваного об'єкту, що послідовно встановлюється під різними кутами до напрямку рентгенівського променя, реєстрації відбитих рентгенівських променів детектором, визначенні центру тяжіння дифракційних піків і обчисленні величини поверхневих напружень за формулою [1]:

$$\sigma = -\frac{E}{2(1+\nu)} \operatorname{ctg} \theta \frac{\partial(2\theta)}{\partial \sin^2 \psi}, \quad (2)$$

де  $E$  – модуль Юнга, який визначається розрахунком для аналізованих площин кристалічної решітки, або використовується табличне значення для полікристалічного металу;  $\nu$  – коефіцієнт Пуассона.

Для розрахунків за формулою (2) вже не потрібно досліджувати зразок, в якому макронапруження відсутні. Необхідно побудувати залежність певного експериментального положення подвійного брегівського кута  $2\theta$  від значень  $\sin^2 \psi$  і потім за графіком визначити значення похідної, що входить в розрахункову формулу (1) як множник. Якщо пряма в цих координатах утворює гострий кут з віссю абсцис, то це означає, що напруження розтягуючі; якщо кут тупий, то справа у формулі виходить знак плюс, і напруження стискуючі.

Даний метод забезпечує визначення залишкових напружень в кристалічних матеріалах без руйнування зразка або деталі, не вимагає спеціального еталону.

До недоліків способу визначення залишкових напружень [1] відноситься використання в розрахунковій формулі табличних значень модуля Юнга, отриманих при випробуваннях матеріалів на одноосне розтягування, або табличних значень для монокристалів. Дійсні ж значення модуля Юнга матеріалу приповерхневого шару, аналізовані рентгенівським методом на глибину декількох десятків мікрометрів, можуть відрізнитися від табличних для даного матеріалу на 20...30 % [2]. Підставою для цього є зміни модуля Юнга металів при пластичній деформації. Модуль пружності конструкційних металевих матеріалів силь-

но залежить від природи самого матеріалу (сплави алюмінію –  $7,2 \cdot 10^3$  кг/мм<sup>2</sup>, сплави титану –  $11 \cdot 10^3$  кг/мм<sup>2</sup>, сталі –  $20 \cdot 10^3$  кг/мм<sup>2</sup>) слабо залежить від хімічного складу в групі матеріалів (титановий сплав ВТ14 –  $11 \cdot 10^3$  кг/мм<sup>2</sup>, ВТ7 –  $11,4 \cdot 10^3$  кг/мм<sup>2</sup>); залежить від нагартовки поверхні при прокаті, штампуванні; залежить від термічного гарту, старіння; і дуже сильно залежить від температури (для сплаву титану ВТ3-1 модуль  $E$  при температурі 20 °С дорівнює  $11,5 \cdot 10^3$  кг/мм<sup>2</sup>, а при 500 °С –  $8 \cdot 10^3$  кг/мм<sup>2</sup>, тобто відрізняється на 32 %). Тому для розрахунків залишкових макроскопічних напружень використання значень модулів  $E$  з довідкових даних не завжди обґрунтоване.

Для вирішення цього недоліку пропонується використання значення модуля Юнга приповерхневого шару металевих зразків, визначеного експериментально методом кінетичного індентування [3].

Використання методу кінетичного індентування для визначення модуля Юнга приповерхневого шару металевих зразків дозволяє підвищити точність й достовірність визначення величини залишкових напружень.

Для спрощення визначення розподілу залишкових напружень по поверхні металевих зразків одного й того ж матеріалу пропонується наступне:

- методом кінетичного індентування на даній ділянці зразка після зміцнюючої обробки визначити модуль Юнга поверхневого шару металу  $E$ ;
- для даного зразка на обраній ділянці виміряти дані для визначення залишкових напружень рентгенівським методом « $2\theta - \sin^2 \psi$ »;
- провести ізотермічний відпал дефектів зразка і знову методом кінетичного індентування визначити модуль Юнга  $E_0$ ;
- визначити постійну матеріалу зразка  $k$  :

$$E = E_0 \sqrt{1 + k\sigma^2} \quad [4];$$

- розрахувати значення залишкових напружень по  $\sigma = (k' - k)^{-1/2}$ , де

$$k' = \frac{4(1+\nu)^2}{E_0^2} \left[ \operatorname{tg}^2 \theta \left( \frac{d(2\theta)}{d(\sin^2 \psi)} \right)^{-2} \right]. \quad (3)$$

Отже, для визначення залишкових напружень по поверхні металевих деталей необхідно провести рентгенівський аналіз обраних ділянок і знайти допоміжну величину  $k'$  по формулі (3), причому  $E_0$  і  $k$  є постійними величинами для даного матеріалу. Даний метод спрощує процедуру знаходження залишкових напружень, так як вже немає необхідності кожного разу знаходити мо-

дуль Юнга поверхневого шару металу методом кінетичного індентування.

#### Експериментальна методика

Для визначення залишкових макроскопічних напружень застосовували метод « $2\theta - \sin^2 \psi$ ». Рентгенівські вимірювання виконували на трубці з кобальтовим анодом ( $K_\beta$ -лінія) за напруги 30 кV і струму 30 mA. Площа аналізованої ділянки поверхні зразка  $1 \times 4$  мм<sup>2</sup>. Трикратно сканували з кроком  $0,1^\circ$  і сталою часу 10 s. Дані, отримані на рентгенівському дифрактометрі, обробляли за програмою «Origin» в такій послідовності: згладжування кривих; віднімання фону; апроксимація за Гаусом; розрахунок центра ваги піків.

Модуль Юнга  $E$  досліджуваного зразку визначали методом кінетичного індентування за формулою:

$$E = \frac{1 - \mu^2}{4 \frac{D}{3} - \frac{1 - \mu_i^2}{E_i}}, \quad (4)$$

де  $E_i$ ,  $\mu_i$  – модуль Юнга та коефіцієнт Пуасона індентора (табличні значення);  $D$  – модуль контактної пружності досліджуваного зразка (входить у розв'язок задачі Герца для пружної взаємодії двох тіл [5]), який визначали експериментально.

Досліджувані ділянки поверхні лопаток показані на рис. 1.

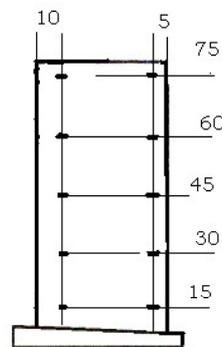


Рис. 1. Схема ділянок рентгенівського аналізу на поверхні пера лопаток

#### Результати та їх обговорення

Визначення розподілу залишкових напружень по поверхні пера лопатки традиційним рентгенівським методом приводить до іншого розподілу. За запропонованим способом (рис. 2) отримуємо гладший розподіл їх по поверхні деталі, що є більш обґрунтованим, оскільки макроскопічні залишкові напруження повинні бути зрівноважені по всьому зразку і створювати монотонний розподіл макронапружень по поверхні.

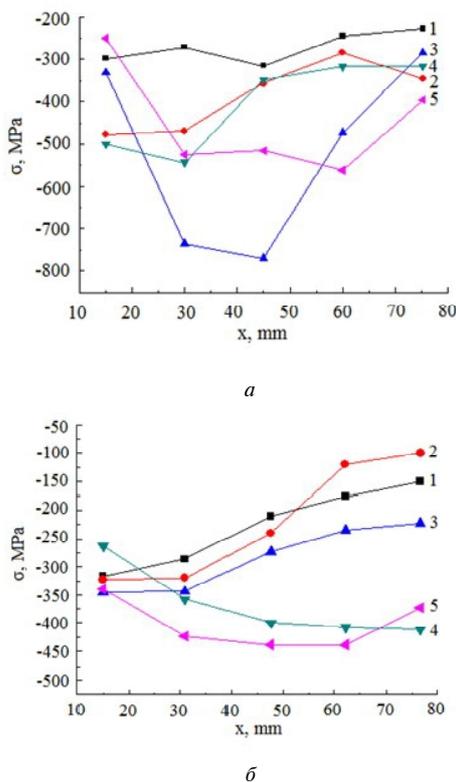


Рис. 2. Розподіл залишкових напружень по поверхні пера лопаток за традиційним способом (а) і за способом, що пропонується (б)

### Висновки

Запропоновано підвищити точність визначення величини залишкових макронапружень рентгенівським способом « $2\theta - \sin^2 \psi$ » шляхом вико-

ристання модуля Юнга поверхневого шару металевго зразка, отриманого експериментально методом кінетичного інденування.

Результати досліджень поверхонь лопаток показали, що використання запропонованого методу призводить до рівномірнішого розподілу залишкових напружень по поверхні лопаток.

### Список літератури

1. Васильев Д. М. Современное состояние рентгеновского способа измерения макронапряжений / Д. М. Васильев, В. В. Трофимов // Заводская лаборатория. — 1984. — Т. 50. — С. 20–29.
2. Скуднов В. А. Предельные пластические деформации металлов / В. А. Скуднов. — М. : Металлургия, 1989. — 176 с.
3. Бульчев С. И. Исследование физико-механических свойств материалов в приповерхностном слое и в микрообъемах методом непрерывного вдавливания индентора (обзор) / С. И. Бульчев, В. П. Алехин, М. Х. Шоршоров // Физика и химия обработки материалов. — 1979. — № 5. — С. 69–82.
4. Жуковский В. К. Связь коэффициента линейного температурного расширения с остаточными напряжениями / В. К. Жуковский, А. Р. Гохман // Журнал технической физики. — 2009. — Т. 79. — С. 54–57.
5. Ландау Л. Д. Теория упругости / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. — М. : Наука, 1987. — 247 с.

Поступила в редакцию 19.06.2014

### Лоскутов С.В., Сейдаметов С.В., Щетинина М.О. Усовершенствование рентгеновского способа определения поверхностных остаточных напряжений

*Рассмотрен рентгеновский способ определения поверхностных остаточных напряжений, основанный на известном методе « $2\theta - \sin^2 \psi$ ». Предложено повышение точности измерения величины остаточных напряжений путём использования значения модуля Юнга поверхностного слоя металлического образца, полученного экспериментально методом кинетического инденування. Представлены результаты исследования распределения остаточных напряжений по поверхности лопаток двумя способами.*

**Ключевые слова:** *поверхностные остаточные напряжения, рентгеновский метод, модуль Юнга, кинетическое инденування.*

### Loskutov S., Seidametov S., Shchetinina M. The improvement of the X-ray method for determination of surface residual stresses

*The X-ray method for determination of surface residual stresses, based on the known method « $2\theta - \sin^2 \psi$ » was considered. The increase of accuracy of residual stresses measurement by using the Young modulus values of the surface layer of metal sample obtained experimentally by a method of kinetic indentation was proposed. The results of researches of residual stress distribution over the surface of blades in both ways was presented.*

**Key words:** *surface residual stresses, the X-ray method, the Young modulus, the kinetic indentation.*

УДК 539.3

Канд. техн. наук Л. Н. Егармина

Запорожская государственная инженерная академия, г. Запорожье

## ЭВОЛЮЦИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПРИ РАСПРОСТРАНЕНИИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ ИЗГИБНЫХ ВОЛН В БАЛКЕ НА ОСНОВЕ УТОЧНЕННОЙ МОДЕЛИ

Показаны решения уточненных динамических уравнений изгиба балки на примере перемещения  $W$  [1]. Приведены графики эволюции данного перемещения при распространении нестационарных волн в конструкции прямоугольного сечения при ее изгибе. В отличие от известных ранее уравнений [2], скорости распространения фронтов продольных и поперечных волн совпадают со скоростями аналогичных волн в теории упругости.

**Ключевые слова:** асимптотико-групповой анализ, уточненные динамические уравнения изгиба балки, квазифронт, перемещения, изгибная волна.

### Введение

Уравнения динамики стержней получаются обычно на основе каких-то предположений о характере распределения искомым величин – напряжений и деформаций по поперечному сечению стержня [3]. Метод асимптотико-группового анализа позволяет подходить к исследованию без опоры на общепринятые гипотезы, получая в результате новые модели динамики способные учитывать некоторые дополнительные, и зачастую не менее важные, факторы, которые не учитываются в классических случаях [4–6]. Например, поперечные колебания стержня, возникающие при движении продольной волны. Для случая изгиба стержня этим методом из трехмерных уравнений теории упругости были получены асимптотически обоснованные уточненные одномерные динамические уравнения изгиба стержня, позволяющие учитывать как известные в изгибе балки эффекты, так и некоторые новые [1]. В данной работе показано решение этих уравнений, на примере исследования перемещения  $W$  во время распространения нестационарных волн по стержню прямоугольного сечения при его изгибе.

### Решение найденных уточненных динамических уравнений изгиба балки

В работе [1] изложена процедура получения уточненных динамических уравнений изгиба балки на основе трехмерных уравнений теории упругости при помощи метода асимптотико-группового анализа. При этом реализовано, так называемое, неминимальное упрощение трехмерных уравнений, приводящее к одномерным уравнениям.

Данные уравнения в однородном случае, отвечающем отсутствию нагрузок на боковых поверхностях балки, будут иметь вид:

$$\partial_x^2 \varphi + c \partial_x W + c \partial_x V - 8a_s^2 (\partial_x w + \varphi) - \partial_t^2 \varphi = 0;$$

$$a_s^2 \partial_x^2 w + (a_s^2 + c) \partial_x \varphi + W + cV - \partial_t^2 w = 0;$$

$$8a_s^2 \partial_x^2 w + (8a_s^2 + 24c) \partial_x \varphi + 24(W + cV) + \partial_t^2 W = 0;$$

$$8(V + c \partial_x \varphi + cW) + \varepsilon \partial_t^2 V = 0;$$

$$Q = \partial_x w + \varphi; \quad M = \partial_x \varphi + cW + cV;$$

$$N = W + c \partial_x \varphi + cV; \quad K = V + c \partial_x \varphi + cW. \quad (1)$$

Дополнительный анализ этих уравнений дает новое упрощение [7]:

$$\partial_x^2 \varphi - \partial_t^2 \varphi = 0; \quad a_s^2 \partial_x^2 w + (a_s^2 + c) \partial_x \varphi - \partial_t^2 w = 0;$$

$$8a_s^2 \partial_x^2 w + (8a_s^2 + 24c) \partial_x \varphi + \partial_t^2 W = 0; \quad 8c \partial_x \varphi + \varepsilon \partial_t^2 V = 0;$$

$$Q = \partial_x w + \varphi; \quad M = \partial_x \varphi; \quad N = c \partial_x \varphi; \quad K = c \partial_x \varphi. \quad (2)$$

Оно отвечает быстрым изменениям по  $x$  и по  $t$ , что в свою очередь говорит о больших значениях дифференциальных операторов  $\partial_x$  и  $\partial_t$ . В этих условиях результаты, получаемые в первом приближении, нуждаются в уточнениях, достигаемых путем построения процедур последовательных приближений.

Представим искомые функции в виде рядов:

$$\varphi = \sum_{i=1}^{\infty} \varphi_i, \quad w = \sum_{i=1}^{\infty} w_i, \quad W = \sum_{i=1}^{\infty} W_i, \quad V = \sum_{i=1}^{\infty} V_i,$$

$$Q = \sum_{i=1}^{\infty} Q_i, \quad M = \sum_{i=1}^{\infty} M_i, \quad N = \sum_{i=1}^{\infty} N_i, \quad K = \sum_{i=1}^{\infty} K_i. \quad (3)$$

Упрощенные уравнения (2) порождают бесконечную рекуррентную систему уравнений:

$$\begin{aligned} \partial_x^2 \varphi_i + c \partial_x W_i + c \partial_x V_{i-1} - 8a_s^2 (\partial_x w_i + \varphi_{i-1}) - \partial_i^2 \varphi_i &= 0; \\ 8a_s^2 \partial_x^2 w_i + (8a_s^2 + 24c) \partial_x \varphi_{i-1} + 24(W_{i-1} + cV_{i-2}) + \partial_i^2 W_i &= 0; \\ 8(V_{i-1} + c \partial_x \varphi_i + cW_i) + \varepsilon \partial_i^2 V_i &= 0; \\ Q_i = \partial_x w_i + \varphi_{i-1}, M_i = \partial_x \varphi_i + c(W_i + V_{i-1}); \\ N_i = W_i + c(\partial_x \varphi_i + V_{i-1}), K_i = V_{i-1} + c(\partial_x \varphi_i + W_i) \quad (i=1, 2, \dots). \end{aligned} \quad (4)$$

Картина изменения поперечного сечения балки при изгибе схематически будет выглядеть, как показано на рисунке 1.

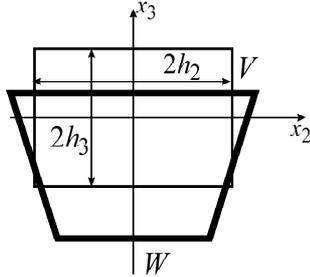


Рис. 1. Перемещения \$V\$ и \$W\$, которые вызываются действием на балку неклассических видов напряжений \$\sigma\_{22}\$ и \$\sigma\_{23}\$. Поперечное сечение

Сфокусируемся в данной статье на поиске решений только непосредственно для перемещений. Аналогично можно найти решения для всех без исключения неизвестных системы, однако это не является целью данного исследования. Итак, решения этих уравнений будем разыскивать в виде:

$$w_i = \sum_{j=2}^i w_{i,j}^1 x^{i-j} (t-x)^{\gamma+i+j-1} + \sum_{j=1}^i w_{i,j}^2 x^{i-j} (a_s t-x)^{\gamma+i+j-1};$$

$$W_i = \sum_{j=2}^i W_{i,j}^1 x^{i-j} (t-x)^{\gamma+i+j-1} + \sum_{j=1}^i W_{i,j}^2 x^{i-j} (a_s t-x)^{\gamma+i+j-1};$$

$$\varphi_i = \sum_{j=1}^i \varphi_{i,j}^1 x^{i-j} (t-x)^{\gamma+i+j} + \sum_{j=1}^i \varphi_{i,j}^2 x^{i-j} (a_s t-x)^{\gamma+i+j};$$

$$V_i = \sum_{j=1}^i V_{i,j}^1 x^{i-j} (t-x)^{\gamma+i+j+1} + \sum_{j=1}^i V_{i,j}^2 x^{i-j} (a_s t-x)^{\gamma+i+j+1}. \quad (5)$$

После подстановки решений (5) в рекуррентные уравнения (4) будем иметь:

$$\begin{aligned} \varphi_{i,j-1}^1 &= \frac{1}{2(i-j+1)(\gamma+i+j-2)} \{ (i-j+2)(i-j+1)\varphi_{i,j-2}^1 + \\ &+ c[(i-j+1)W_{i-1,j-2}^1 - (\gamma+i+j-2)W_{i-1,j-1}^1 + \\ &+ (i-j+1)V_{i-1,j-2}^1 - (\gamma+i+j-2)V_{i-1,j-1}^1] - 8a_s^2 [(i-j+1)w_{i-1,j-2}^1 - \\ &- (\gamma+i+j-2)w_{i-1,j-1}^1 + \varphi_{i-1,j-1}^1] \}, \quad (i=2, 3, \dots; j=2, \dots, i); \\ \varphi_{i,j}^2 &= \frac{1}{(a_s^2-1)(\gamma+i+j-1)(\gamma+i+j-2)} \{ (i-j+2)(i-j+1)\varphi_{i,j-2}^2 - \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &- 2(i-j+1)(\gamma+i+j-2)\varphi_{i,j-1}^2 + c[(i-j+1)(W_{i-1,j-2}^2 + V_{i-1,j-2}^2) - \\ &- (\gamma+i+j-2)(W_{i-1,j-1}^2 + V_{i-1,j-1}^2)] - 8a_s^2 [(i-j+1)w_{i-1,j-2}^2 - \\ &- (\gamma+i+j-2)w_{i-1,j-1}^2 + \varphi_{i-1,j-1}^2] \}, \quad (i=2, 3, \dots; j=2, \dots, i); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_{ij}^1 &= \frac{1}{(1-a_s^2)(\gamma+i+j)(\gamma+i+j-1)} \{ a_s^2 (i-j+2)(i-j+1)w_{i,j-2}^1 - \\ &- 2a_s^2 (i-j+1)(\gamma+i+j-1)w_{i,j-1}^1 + (a_s^2+c)[(i-j+1)\varphi_{i,j-1}^1 - \\ &- (\gamma+i+j-1)\varphi_{ij}^1] + W_{i-1,j-1}^1 + cV_{i-1,j-1}^1 \}, \quad (i=1, 2, \dots; j=1, \dots, i); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w_{i,j-1}^2 &= \frac{1}{2a_s^2(i-j+1)(\gamma+i+j-1)} \{ a_s^2 (i-j+2)(i-j+1)w_{i,j-2}^2 + \\ &+ (a_s^2+c)[(i-j+1)\varphi_{i,j-1}^2 - (\gamma+i+j-1)\varphi_{ij}^2] + W_{i-1,j-1}^2 + cV_{i-1,j-1}^2 \}, \\ (i=2, 3, \dots; j=2, \dots, i); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{ij}^1 &= -\frac{1}{(\gamma+i+j)(\gamma+i+j-1)} \{ 8a_s^2 [(i-j+2)(i-j+1)w_{i,j-2}^1 - \\ &- 2(i-j+1)(\gamma+i+j-1)w_{i,j-1}^1 + (\gamma+i+j)(\gamma+i+j-1)w_{ij}^1] + \\ &+ (8a_s^2+24c) [(i-j+1)\varphi_{i,j-1}^1 - (\gamma+i+j-1)\varphi_{ij}^1] + 24(W_{i-1,j-1}^1 + \\ &+ cV_{i-1,j-1}^1) \}, \quad (i=1, 2, \dots; j=1, \dots, i); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{ij}^2 &= -\frac{1}{a_s^2(\gamma+i+j)(\gamma+i+j-1)} \{ 8a_s^2 [(i-j+2)(i-j+1)w_{i,j-2}^2 - \\ &- 2(i-j+1)(\gamma+i+j-1)w_{i,j-1}^2 + (\gamma+i+j)(\gamma+i+j-1)w_{ij}^2] + \\ &+ (8a_s^2+24c) [(i-j+1)\varphi_{i,j-1}^2 - (\gamma+i+j-1)\varphi_{ij}^2] + 24(W_{i-1,j-1}^2 + \\ &+ cV_{i-1,j-1}^2) \}, \quad (i=1, 2, \dots; j=1, \dots, i); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{ij}^1 &= -\frac{8}{\varepsilon(\gamma+i+j)(\gamma+i+j-1)} \{ V_{i-1,j-1}^1 + c[(i-j+1)\varphi_{i,j-1}^1 - \\ &- (\gamma+i+j-1)\varphi_{ij}^1] + cW_{i-1,j-1}^1 \}, \quad (i=1, 2, \dots; j=1, \dots, i); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{ij}^2 &= -\frac{8}{\varepsilon a_s^2(\gamma+i+j)(\gamma+i+j-1)} \{ V_{i-1,j-1}^2 + c[(i-j+1)\varphi_{i,j-1}^2 - \\ &- (\gamma+i+j-1)\varphi_{ij}^2] + cW_{i-1,j-1}^2 \}, \quad (i=2, 3, \dots; j=2, \dots, i). \quad (6) \end{aligned}$$

Выражения вида \$t-x\$ в (5) определены при \$x \le t\$ и равны нулю при \$x > t\$; выражения вида \$a\_s t-x\$ определены при \$x \le a\_s t\$ и равны нулю при \$x > a\_s t\$. Необходимо не забывать, что коэффициенты сумм (4) определены при значениях \$j\$, заданных в записях соответствующих сумм. Если индекс выходит за указанные пределы, то коэффициенты считаются равными нулю.

Рекуррентные соотношения (6) не позволяют находить коэффициенты вида \$\varphi\_{ii}^1\$ и \$w\_{ii}^2\$. В работе [7] подробно описана логическая цепочка, приводящая к соответственным формулам:

$$\varphi_{ii}^1 = \frac{1}{\gamma + 2i - 1} \left\{ \varphi_{i,i-1}^1 + c(W_{i-1,i-1}^1 + V_{i-1,i-1}^1) - f_i + \right. \\ \left. + a_s^{\gamma+2(i-1)} \left[ \varphi_{i,i-1}^2 - (\gamma + 2i - 1)\varphi_{ii}^2 + c(W_{i-1,i-1}^2 + V_{i-1,i-1}^2) \right] \right\}, \\ (i = 1, 2, \dots). \quad (7)$$

Для случая внезапно приложенного в момент времени  $t = 0$  и остающегося в дальнейшем постоянного момента  $M(0, t) = 1$  будет:

$$w_{ii}^2 = -\frac{w_{ii}^1}{a_s^{\gamma+2i}} \quad (i = 1, 2, \dots). \quad (8)$$

Кроме заданного изгибающего момента на торце балки может быть задан также прогиб (шарнирная опора) либо перерезывающая сила (свободный торец). Тогда, имеем:

$$w_{ii}^2 = \frac{1}{\gamma + 2i} \left[ \frac{w_{i,i-1}^1 - (\gamma + 2i)w_{ii}^1 + \varphi_{ii}^1}{a_s^{\gamma+2i-1}} + w_{i,i-1}^2 + \varphi_{ii}^2 \right] \quad (i = 1, 2, \dots). \quad (9)$$

Таким образом, мы имеем возможность доводить решение до конца и получать наглядное представление о происходящих процессах.

На рис. 2, 3 приведены соответствующие графические результаты. Изображены графики пе-

ремещения как функции  $x$  для моментов времени  $\tau = 3$  и  $\tau = 6$ . Следует подчеркнуть в этом случае роль второго фронта. В соответствии с приложенной нагрузкой главным здесь является первый фронт — фронт продольных волн, однако в его близи мы получили незначительные изменения. Зато в зоне второго фронта наблюдается резкое увеличение значений, после чего достаточно быстро происходит переход к известным классическим результатам.

### Выводы

Исследование распространения нестационарного волнового возмущения в балке при воздействии внезапно приложенного изгибающего момента на основе предлагаемых уточненных уравнений показало, что картина возмущения хорошо соответствует трехмерным уравнениям теории упругости. В частности, возмущение имеет два фронта — продольных и поперечных волн, причем скорости этих фронтов совпадают со скоростями таких же фронтов в теории упругости.

### Список литературы

1. Шамровский А. Д. Уточненные динамические уравнения изгиба балки с учетом трехмерной картины напряженно-деформированного состояния в поперечном сечении балки / Шамровский А. Д., Егармина Л. Н. //

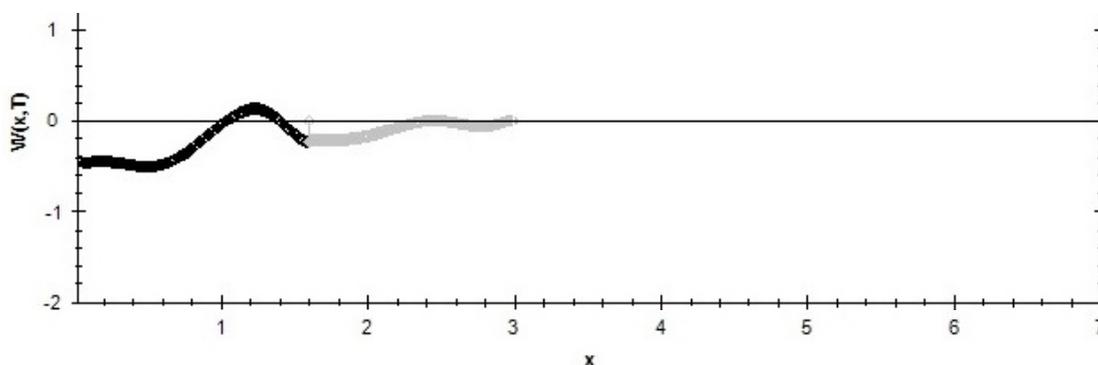


Рис. 2. Эволюция перемещения  $W$  для квадратного поперечного сечения стержня при внезапно приложенном изгибающем моменте  $M(x, \tau)$  (безразмерное время  $\tau = 3$ )

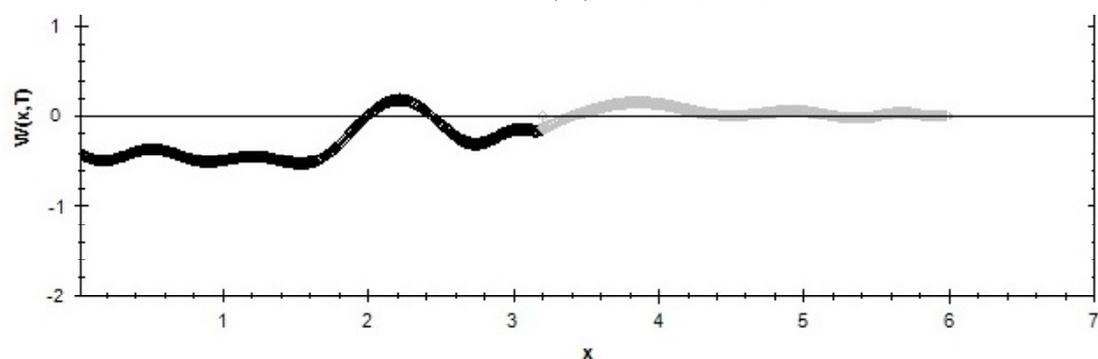


Рис. 3. Эволюция перемещения  $W$  для квадратного поперечного сечения стержня при внезапно приложенном изгибающем моменте  $M(x, \tau)$  (безразмерное время  $\tau = 6$ )

- Сб. научн. тр. по матер. междунар. научн.- практич. конф. «Современные проблемы и пути их решения в науке, транспорте, производстве и образовании-2010». Том 5. Технические науки. — Одесса : Черноморье, 2010. — С. 28–37.
2. Тимошенко С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко — М. : Наука, 1967. — 444 с.
  3. Бабаков И. М. Теория колебаний / И. М. Бабаков — М. : Наука, 1968. — 559 с.
  4. Шамровский А. Д. Вывод динамических уравнений продольной деформации стержня при помощи двойного упрощения уравнений теории упругости / А. Д. Шамровский, Л. Н. Егармина // Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні. — 2009. — № 2. — С. 111–115.
  5. Скрыпник И. А. Двумерное моделирование трехмерных продольных волн в плоском слое / И. А. Скрыпник, А. Д. Шамровский // Математическое моделирование физико-математических полей и интенсификация промышленного производства. — Запорожье, 1995. — С. 43–50.
  6. Шамровский А. Д. Асимптотико-групповой анализ дифференциальных уравнений теории упругости / А. Д. Шамровский. — Запорожье, Изд-во ЗГИА, 1997 — 169 с.
  7. Шамровский А. Д. Решение уточненных уравнений. Пример внезапно приложенного на торце изгибающего момента / А. Д. Шамровский, Л. Н. Егармина // Восточно-европейский журнал передовых технологий : Прикладная механика — 2011. — 3/7 (51). — С. 52–55.

Поступила в редакцию 02.02.2015

**Егарміна Л.Н. Еволюція переміщення під час розповсюдження нестационарних хвиль, що вигинають у балці на основі уточненої моделі**

*Показано розв'язки уточнених динамічних рівнянь згину балки на прикладі переміщення  $W$  [1]. Наведено графіки еволюції даного переміщення під час розповсюдження нестационарних хвиль у конструкції прямокутного перерізу під час її вигину. На відміну від відомих раніше рівнянь [2], швидкості розповсюдження фронтів повздовжніх та поперечних хвиль співпадають із швидкостями аналогічних хвиль у теорії пружності.*

**Ключові слова:** асимптотико-груповий аналіз, уточнені динамічні рівняння вигину балки, квазіфронт, переміщення, хвиля, що вигинає.

**Egarmina L. The evolution of displacement in a time of distribution of non-stationary flexural waves in a beam based on the improved model**

*The solutions of the improved dynamic equalizations of the beam bending on the example of displacement are shown [1]. The proper diagrams for this displacement in time of distribution of non-stationary waves in the bending beam with a rectangular cross-section are got. Unlike to the well-known equalizations [2], the speeds of the longitudinal and transversal waves fronts distribution coincide with analogical waves speeds in the elasticity theory.*

**Key words:** asymptotic-group analysis, specified dynamic equalizations of bend of bar, quasifront, displacement, flexural wave.

УДК 539.311:519.642.7

Канд. техн. наук Д. И. Анпилогов

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

## ТЕСТИРОВАНИЕ УПРОЩЕННОЙ МОДИФИКАЦИИ ПРЯМОГО МЕТОДА ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

*В работе предложена и доведена до численной реализации упрощенная модификация прямого метода граничных элементов при решении плоских задач теории упругости. Упрощение достигается за счет различения ролей узлов и точек коллокации. Произведено сравнение решений задачи о растяжении квадрата, получаемых методами граничных элементов и комплексных потенциалов. Предложенный метод работает стабильнее в точках около границы области.*

**Ключевые слова:** комплексные потенциалы Мухелишвили, граничная задача теории упругости, метод граничных элементов, коллокация.

### Введение

В авиадвигателестроении важную роль играет обеспечение и контроль механической прочности конструкций, что возможно на основе решения граничных задач теории упругости. Последнее время ускоренными темпами развивалась техника численного решения таких задач методами конечных и граничных элементов (МКЭ, МГЭ). Появился ряд новых монографий и сборников статей, посвященных МГЭ [1–5]. Однако, МГЭ пока не является лидером в решении названных задач, уступая МКЭ. Во-первых, это следует из динамики количества публикаций [6]. Во-вторых, лидерство МКЭ можно подтвердить, анализируя номенклатуру существующего сегодня программного обеспечения (ПО). Высокой популярностью пользуются коммерческие системы конечно-элементного анализа ANSYS [7–8], Nastran [9] и многие другие [10–11], в том числе с открытым кодом (Open Source). Упоминание о двух десятках таких проектов имеется в обзоре [12]. Напротив, МГЭ-программы представлены в меньшей мере. Это либо узкоспециализированные программы Suit3d, Fault3d [13] (геомеханика), FastBEM Acoustics [14] (акустика) и др., либо гибридные МКЭ-МГЭ программы [15]. Свободного ПО, наподобие [16], и вовсе мало.

Вероятно, одной из причин недостаточной популярности МГЭ является громоздкость формирования матрицы метода. При устремлении текущей внутренней точки области к узлу на границе интегралы уравнений МГЭ становятся сингулярными, причем их предельные значения зависят от внутреннего угла области при этом узле. Можно упростить формирование матрицы МГЭ, различая роли точек коллокации и концов граничного элемента [17]. Принимая в качестве точки коллокации середину граничного элемента (а не его концы), можно избавиться от этой угловой

зависимости. Кроме того, нетиповые вклады в матричные элементы будут возникать за счет одного элемента (а не за счет пары элементов, сопрягаемых в узле). Целью настоящей работы является реализация такого подхода и сравнение решения с результатами, получаемыми методом комплексных потенциалов [18].

### Постановка и решение граничной задачи методом комплексных потенциалов

Пусть область  $S$  – квадрат в плоскости комплексного переменного  $z$  с вершинами в точках  $z = \pm \ell \pm i\ell$ . Требуется определить напряженно-деформированное состояние (НДС) этой области, возникающее под действием сил  $\pm F_0$ , равномерно распределенных вдоль сторон  $\operatorname{Re} z = \pm \ell$ , и растягивающих область в направлении оси  $\operatorname{Re} z$ .

Функция  $z = \omega(\zeta)$ , конформно отображающая область  $S$  на единичный круг  $|\zeta| < 1$  в плоскости некоторого комплексного переменного  $\zeta$ , может быть построена в виде степенного ряда по  $\zeta$  с использованием интеграла Кристоффеля-Шварца аналогично изложенному в [19]. Тогда комплексные потенциалы  $\phi$ ,  $\psi$  могут быть найдены из граничного условия Колосова-Мухелишвили [18] ((1), § 51). Правая часть этого условия может быть вычислена с использованием очевидного соотношения:

$$X_n = \frac{f_0}{\ell} \cdot \left[ \begin{array}{l} \eta(s) - \eta(s - \ell) - \eta(s - 3\ell) + \\ + \eta(s - 5\ell) + \eta(s - 7\ell) - \eta(s - 8\ell) \end{array} \right], Y_n \equiv 0. \quad (1)$$

Здесь  $\eta(s)$  – функция Хевисайда. Тогда поле перемещений может быть найдено из [18] ((5), § 50), а поле напряжений – из [18] ((9), (10), § 32).

**Применение метода граничных элементов**

Прямой метод граничных элементов решения рассматриваемой задачи является методом поточечной коллокации решения системы интегральных уравнений, известных как тождества Сомильяны для перемещений [20]. При отсутствии объемных сил они имеют вид:

$$u_j^*(\xi^*) + \int_{\Gamma^*} u_i^*(x^*) F_{ij}^*(x^*, \xi^*) d\Gamma^* = \int_{\Gamma^*} t_i^*(x^*) G_{ij}^*(x^*, \xi^*) d\Gamma^*, \quad j=1,2, \quad (2)$$

(подразумевается суммирование по  $i$ ). Здесь  $x^*$  – текущая точка границы  $\Gamma^*$ ,  $\xi^*$  – произвольная внутренняя точка области,  $u_i^*$  – компоненты поля перемещений,  $t_i^*$  – компоненты внешней нагрузки. Ядра  $F_{ij}^*$ ,  $G_{ij}^*$  определены в [20]. Символ \* соответствует наличию физической размерности.

Для обезразмеривания задачи введем замены переменных  $x^* = \ell x$ ,  $\xi^* = \ell \xi$ ,  $u_1^* = U \cdot \frac{f_0}{\mu}$ ,  $u_2^* = V \cdot \frac{f_0}{\mu}$ ,  $t_i^* = t_i \cdot \frac{f_0}{\ell}$ . Интересно отметить, что в СИ размерности  $[\ell]$  и  $[f_0/\mu]$  одинаковы (и обе равны метру), однако характерный размер  $\ell$  области принципиально непригоден для обезразмеривания компонент  $u_i^*$ . Эти последние должны быть пропорциональны внешней нагрузке  $f_0$  независимо от геометрии области. Полагая  $G_{ij} = \mu G_{ij}^*$ , получаем:

$$\begin{cases} U + \int_{\Gamma} (UF_{11} + VF_{21}) d\Gamma = \int_{\Gamma} (t_1 G_{11} + t_2 G_{21}) d\Gamma; \\ V + \int_{\Gamma} (UF_{12} + VF_{22}) d\Gamma = \int_{\Gamma} (t_1 G_{12} + t_2 G_{22}) d\Gamma. \end{cases} \quad (3)$$

Построим дискретизацию системы (3). Граничные элементы ( $\Gamma \Delta$ )  $\Delta \Gamma_k = [x_k, x_{k+1}]$  возникают при выборе системы узлов  $x_k \in \Gamma$ .

При устремлении внутренней точки области к середине  $i$ -го граничного элемента интегралы вдоль этого элемента, содержащие ядра  $F_{ij}$ , становятся сингулярными. Поэтому слагаемые  $\int_{\Delta \Gamma_k} (UF_{11} + VF_{21}) d\Gamma$ ,  $\int_{\Delta \Gamma_k} (UF_{12} + VF_{22}) d\Gamma$  при  $k = i$  следует вычислять нетиповым образом. Их левосторонние предельные значения вычислены в [17]. Соответственно, левые части (3) принимают вид:

$$\begin{cases} zU_i - C_3 C_4 V_i + zU_{i+1} + C_3 C_4 V_{i+1} + \sum_{k \neq i} \int_{\Delta \Gamma_k} (UF_{11} + VF_{21}) d\Gamma; \\ C_3 C_4 U_i + zV_i - C_3 C_4 U_{i+1} + zV_{i+1} + \sum_{k \neq i} \int_{\Delta \Gamma_k} (UF_{12} + VF_{22}) d\Gamma. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь обозначено  $z = \frac{1}{2} [1 + \pi C_3 (1 + C_4)]$ . Константы  $C_3$ ,  $C_4$  зависят от свойств материала и заданы в [20] при определении вида ядер  $F_{ij}$ . Интегралы под знаком суммы особенностей уже не содержат и могут быть вычислены численно.

Интегралы в правых частях (3) имеют «слабую особенность» (логарифмического характера). Их достаточно понимать как несобственные сходящиеся. Согласно условиям нагружения имеем  $t_2 \equiv 0$  на контуре  $\Gamma$ ;  $t_1 = \pm 1$  на прямых  $x_1 = \pm \ell$ ;  $t_1 \equiv 0$  на прямых  $x_2 = \pm \ell$ . Нетиповые вклады  $i$ -го  $\Gamma \Delta$  в интегралы в правых частях (3) принимают вид:

$$\begin{cases} t_1 \int_{\Delta \Gamma} G_{11} d\Gamma = t_1 \frac{C_3 L_i}{2} \left[ C_2 \ln \frac{L_i}{2} - \frac{(x_1^{(e)} - (b))}{L_i} - C_2 \right]; \\ t_1 \int_{\Delta \Gamma} G_{12} d\Gamma = -t_1 \frac{C_3}{2L_i} (x_1^{(e)} - (b)) (x_2^{(e)} - (b)). \end{cases} \quad (5)$$

Здесь  $L_i$  – длина  $i$ -го  $\Gamma \Delta$ , а индексы  $(b)$ ,  $(e)$  указывают на его начало и конец (*begin*, *end* соответственно). Обозначено также  $C_2 = 3 - 4\nu$ ,  $\nu$  – коэффициент Пуассона материала.

Подставляя (4), (5) в (3), получаем систему линейных уравнений. Ее решение – перемещение точек контура. Тогда из (3) находим компоненты  $U$ ,  $V$  перемещения любой внутренней точки  $\xi$ . Сингулярность больше не возникает (точка  $\xi$  больше не стремится к границе).

Напряжения могут быть найдены из закона Гука:

$$\sigma_{jk}^* = \frac{2\mu\nu}{1-2\nu} \delta_{jk} \varepsilon_{mm} + 2\mu \varepsilon_{jk}$$

(предполагается суммирование по  $m$ ; символом \*, как и прежде, обозначена физически размерная величина). Относительные деформации могут быть вычислены по формуле Коши:

$$\varepsilon_{jk} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_j^*}{\partial \xi_k^*} + \frac{\partial u_k^*}{\partial \xi_j^*} \right) = \frac{f_0}{\mu \ell} \cdot \frac{1}{2} \left( \frac{\partial U}{\partial \xi_2} + \frac{\partial V}{\partial \xi_1} \right).$$

Выражая  $U$ ,  $V$  из (3), получаем (суммирование по  $i$ )

$$\sigma_{jk}^* = \frac{f_0}{\ell} \int_{\Gamma} [t_i(x) F_{ijk}(x, \xi) - u_i(x) E_{ijk}(x, \xi)] d\Gamma(x).$$

Здесь временно переобозначено  $u_1 = U$ ,  $u_2 = V$ . Обозначено также (суммирование по  $m$ )

$$\begin{cases} T_{ijk} = \frac{2\nu}{1-2\nu} \delta_{jk} \frac{\partial G_{im}}{\partial \xi_m} + \frac{\partial G_{ij}}{\partial \xi_k} + \frac{\partial G_{ik}}{\partial \xi_j}; \\ E_{ijk} = \frac{2\nu}{1-2\nu} \delta_{jk} \frac{\partial F_{im}}{\partial \xi_m} + \frac{\partial F_{ij}}{\partial \xi_k} + \frac{\partial F_{ik}}{\partial \xi_j}. \end{cases}$$

Эти соотношения являются безразмерными аналогами формул (4.40а), (4.40б), предложенных в [20], и отличаются отсутствием коэффициента  $\mu$ . По нашему мнению, модуль сдвига  $\mu$  и не должен играть роль носителя размерности в выражениях для напряжений. Такую роль должна играть дробь  $\frac{f_0}{\ell}$ . Действительно, рассмотрим, например, одноосное растяжение стержня. При выборе другого стержня той же геометрии, но с меньшим модулем сдвига мы получим большее абсолютное удлинение в тех же условиях нагружения. Напряжение же в поперечном сечении остается неизменным (т. к. условия нагружения те же). Иными словами, модуль сдвига влияет на поле перемещений, но не должен влиять на поле напряжений.

#### Сопоставление результатов

Расчет поля перемещений методом комплексных потенциалов выполнен при удержании  $M = 29$  первых слагаемых в разложении функции  $\omega(\zeta)$  (из них отличны от нуля 8). На рис. 1 изображены перемещения точек контура, а также точек, расположенных до деформации на луче  $\arg z = \pi/4$ ,  $|z| \leq 0,9$  (обозначены квадратиками). Масштаб при отображении перемещений выбран условно большим только для удобства различения исходных и смещенных положений.

Как по перемещенным положениям точек контура, так и по перемещенным положениям точек луча (треугольники) можно судить о том, что имеет место растяжение вдоль оси  $\text{Re } z$ , сопровождающееся сжатием вдоль оси  $\text{Im } z$ . Как видим, деформированный луч остается прямолинейным. Это свидетельствует о приемлемом качестве расчетов для точек, находящихся внутри области. Однако, извитость деформированного

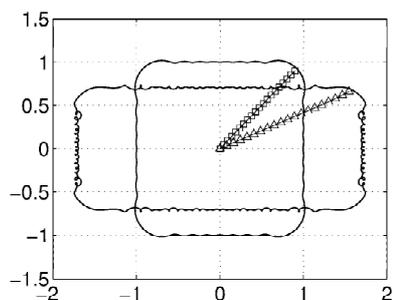


Рис. 1. Перемещения точек на луче  $\arg z = \pi/4$  ( $M = 29$ )

контура указывает на недостаточность количеств удерживаемых слагаемых. Положение частично спасает их увеличение. На рис. 2 показаны аналогичные результаты при удержании  $M = 397$  слагаемых (из них 100 отличны от нуля).

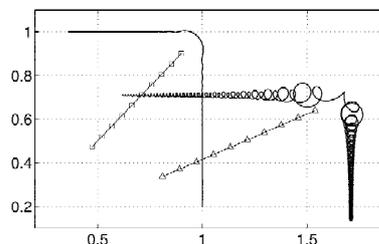


Рис. 2. Перемещения точек на луче  $\arg z = \pi/4$  ( $M = 397$ )

Как видим, перемещения точек около середин сторон контура стабилизируются, однако в окрестности угловых точек контура проблема сохраняется. Кроме того, ухудшается устойчивость решения уравнения  $\omega(\zeta) = z^*$ , нужного для получения доступа к точке  $z^*$ .

Вычислим напряжения в точках отрезка  $z_1 z_2$ ,  $\text{Re } z = 0$ . Пока точки  $z$  далеки от границы, результат ожидаем: безразмерные напряжения  $\sigma_{11} \approx 1$ ,  $\sigma_{22} \approx 0$ ,  $\sigma_{12} \approx 0$  в широком диапазоне значений  $|z|$ . В точках  $z$ , близких к границе ( $z_1 = 0,98i$ ,  $z_2 = i$ ), получить сходимость для напряжений вовсе не удастся.

Расчет поля перемещений методом граничных элементов выполнен при использовании 16 ГЭ. На рис. 3 треугольниками и кружочками обозначены положения узлов до и после перемещения соответственно. Мы снова наблюдаем продольное растяжение и поперечное сжатие. Однако, прямолинейность каждого ГЭ сохраняется (это «заложено» в кусочно-линейную модель узловых перемещений).

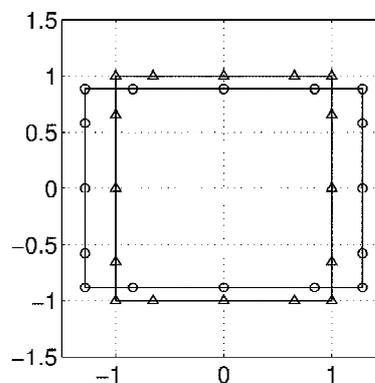


Рис. 3. Перемещения точек контура (результаты прямого МГЭ)

Произведен также расчет распределения напряжений вдоль отрезка  $z_1 z_2$ . Оказалось возможным выбрать конец этого отрезка в положении  $z_2(0; 0,9995)$ . При этом отличие напряжения  $\sigma_{11}$  от единицы обнаружить не удастся. Напряжение  $\sigma_{22}$  находится на уровне  $10^{-13}$  (это соответствует абсолютной ошибке, принятой нами в реализации численного интегрирования по квадратурной формуле Гаусса-Лежандра). Таким образом, прямой метод граничных элементов имеет преимущества перед методом комплексных потенциалов при нахождении напряженно-деформированного состояния в точках, близких к границе области.

### Выводы

В настоящей работе предложена и доведена до численной реализации новая модификация прямого метода граничных элементов решения плоских граничных задач теории упругости. Разделение ролей вершин граничных элементов и точек коллокации при дискретизации тождеств Сомильяны для перемещений позволило значительно упростить как вычисления требуемых левосторонних предельных значений некоторых сингулярных интегралов, так и окончательное формирование матрицы метода. Сравнение результатов, получаемых методом комплексных потенциалов Н.И. Мухелишвили и предложенной модификацией прямого метода граничных элементов позволяет утверждать, что эта модификация вполне работоспособна и является предпочтительной при расчете напряженно-деформированного состояния в точках около границы области.

### Список литературы

- Beer G. The Boundary Element Method with Programming / Beer G., Smith I., Duenser Ch. — Springer, 2008. — 494 p.
- Fast Boundary Element Methods in Engineering and Industrial Applications [Langer U., Schanz M., Steinbach O., Wendland W.L.]. — Springer, 2012. — 272 p.
- Liu Y. Fast Multipole Boundary Element Method / Liu Y. — Cambridge University Press, 2009. — 254 p.
- Recent Advanced in Boundary Element Method // by Editors G.D. Manolis, D. Polyzos // Springer, 2009. — 467 p.
- Stefan A. Sauter Boundary Element Methods / Stefan A. Sauter, Christoph Schwab. — Springer, 2011. — 561 p.
- Providing researchers with access to millions of scientific documents from journals, books, series, protocols and reference works. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://link.springer.com/advanced-search>.
- Системы автоматизации инженерных расчетов. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.cadfem-cis.ru/products/ansys/simulation/structural/mechanical/>.
- ANSYS. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
- Nastran — система конечно-элементного анализа. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.nenastran.ru/article/products-neinastran>.
- Интегрированная система прочностного анализа. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.ispa-soft.ru/>.
- Программы семейства COSMOS — универсальный инструмент конечно-элементного анализа. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : [http://www.cadmaster.ru/magazin/articles/cm\\_11\\_cosmos.html](http://www.cadmaster.ru/magazin/articles/cm_11_cosmos.html).
- Обзор свободных программ для численных расчетов. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : [http://s.arboreus.com/2008\\_03\\_01\\_archive.html](http://s.arboreus.com/2008_03_01_archive.html).
- Зубков В. В. Разработка математических методов моделирования напряженного состояния массива горных пород при отработке удароопасных пластовых месторождений : автореф. дисс. на соискание ученой степени докт. техн. наук : спец. 05.15.11 «Физические процессы горного производства» / Зубков Виктор Васильевич ; Гос. науч.-иссл. ин-т горной геомеханики и маркшейдерского дела. — Санкт-Петербург, 2000. — 54 с.
- FastBEM Acoustics. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.fastbem.com/index.html>.
- Experts in Virtual Product Engineering to support Industrial Innovation. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : [http://www.esi-group.com/corporate/About\\_us/](http://www.esi-group.com/corporate/About_us/).
- The Boundary Element Method. [Электронный ресурс]. — Режим доступа : <http://www.boundary-element-method.com/>.
- Анпилогов Д. И. Упрощенная модификация прямого метода граничных элементов / Д. И. Анпилогов // «Математика в современном техническом университете» : мат-лы междунар. науч. конф., 19–20 апреля 2013 г. — К. : НТУУ «КПИ», 2013. — С. 8–10.

18. Мусхелишвили Н. И. Некоторые основные задачи математической теории упругости / Мусхелишвили Н. И. — М. : Наука, 1966. — 707 с.
19. Анпилогов Д. И. Построение конформного отображения кольцевых секторов на единичный круг / Д. И. Анпилогов // Вестник Харьковск. нац. ун-та. Сер. «Математика, прикладная математика и механика». — 2007. — Вып. 57, № 790. — С. 146–157.
20. Бенерджи П. Метод граничных элементов в прикладных науках / П. Бенерджи, Р. Баттерфилд. — М. : Мир, 1984. — 494 с.

Поступила в редакцию 26.03.2015

**Анпілогов Д.І. Тестування спрощеної модифікації прямого методу граничних елементів**

*В роботі запропоновано і доведено до чисельної реалізації спрощену модифікацію прямого методу граничних елементів при розв'язуванні плоских задач теорії пружності. Спрощення досягається за рахунок розрізнення ролей вузлів і точок колокації. Порівняно розв'язки задачі про розтягування квадрату, отримувани методи граничних елементів і комплексних потенціалів. Запропонований метод працює більш стабільно в точках біля границі області.*

**Ключові слова:** комплексні потенціали Мусхелішвілі, гранична задача теорії пружності, метод граничних елементів, колокація.

**Anpilogov D. Testing a simplified modification of the direct boundary element method**

*A simplified modification of the direct boundary elements method for solving plane elasticity problems and its numerical implementation are presented in this paper. Simplification is achieved by distinguishing the roles of nodes and collocation points. Solutions of the problem of stretching a square, obtained by methods of boundary elements and complex potentials, are compared. The proposed method works more stable at points near the border area.*

**Key words:** Mouschelishvili complex potentials, boundary elasticity problem, finite element method, collocation.

УДК 531; 539.3

**Д-р техн. наук А. Д. Шамровский, канд. техн. наук Ю. А. Лымаренко,  
Е. Н. Богданова**

*Запорожская государственная инженерная академия, г. Запорожье*

## ДИСКРЕТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭЛАСТОМЕРОВ, НАХОДЯЩИХСЯ В УСЛОВИЯХ ПЛОСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ

*Предложенная в работах [1, 2] дискретная модель сплошной среды для плоских задач теории упругости модифицирована на случай моделирования несжимаемых материалов. Рассматривается случай плоской деформации, характеризующийся в рамках классического континуального подхода вычислительными трудностями, связанными со значениями коэффициента Пуассона, близкими к 0,5.*

**Ключевые слова:** дискретная модель, дискретный элемент конечных размеров, метод последовательных перемещений.

### Введение

Широкое применение в технике полимерных материалов, в том числе эластомеров (резин, каучукоподобных материалов), ставит задачу проектирования конструкций, изготовленных на их основе, с учетом эффективности и высокого качества работы. Эластомеры, как конструкционный материал, нашли большое применение именно по ряду ценнейших свойств, отличающихся от свойств традиционных материалов, таких как металлы, пластмассы и др. Это и значительные обратимые деформации и высокая надежность при циклических нагружениях и стойкость к воздействию агрессивной среды.

Основной отличительной чертой расчета эластомеров является наличие слабой сжимаемости, учет которой вызывает определенные затруднения по сравнению с обычными материалами, в которых этот эффект не проявляется. В реальных условиях эксплуатации эластомерные конструкции испытывают механические нагрузки, в связи с чем возникает необходимость исследования напряженно-деформированного состояния. Однако, аналитическое решение задач расчета напряженно-деформированного состояния материалов, обладающих слабой сжимаемостью, наталкивается на определенные вычислительные трудности, связанные со значениями коэффициента Пуассона, близкими к 0,5 ( $\nu \rightarrow 0,5$ ). Использование численных методов расчета, в частности, метода конечных элементов, также приводит к необходимости адаптации традиционных схем расчета к свойствам эластомерных конструкций путем создания специальных схем метода конечных элементов для слабосжимаемых материалов [3].

В то же время большинство эластомерных конструкций, встречающихся на практике, имеет четко выраженную анизотропную структуру, что в еще большей степени затрудняет использование традиционных континуальных моделей теории упругости, а также основанных на этих моделях как аналитических так и численных методов расчета. При этом используемые в теории упругости в качестве альтернативы к континуальным моделям дискретные подходы изначально ориентированы на возможность учета анизотропной структуры материи [4–7]. Однако проблема учета слабой сжимаемости в рамках дискретного подхода все же остается. В данной работе предпринимается попытка решить обозначенную проблему путем использования дискретного элемента, ориентированного на моделирование несжимаемых материалов.

### Постановка задачи

Построить дискретную модель, с помощью которой можно было бы исследовать напряженно-деформированное состояние эластомеров, находящихся в состоянии плоской деформации.

### Континуальный случай

Уравнения теории упругости для случая плоской деформации имеют вид [8]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= 0, \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = 0, \\ E \frac{\partial u}{\partial x} &= \sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z), \quad E \frac{\partial v}{\partial y} = \sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z), \\ 0 &= \sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y), \quad G \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) = \tau_{xy}. \end{aligned} \quad (1)$$

Выразив из предпоследнего уравнения  $\sigma_z$  и подставив в третье и четвертое уравнения системы (1) получим:

$$\begin{aligned} E \frac{\partial u}{\partial x} &= (1-v^2)\sigma_x - v(1+v)\sigma_y, \\ E \frac{\partial v}{\partial y} &= -v(1+v)\sigma_x + (1-v^2)\sigma_y. \end{aligned} \quad (2)$$

Разрешим полученную систему относительно напряжений:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= B \left( \frac{\partial u}{\partial x} + c \frac{\partial v}{\partial y} \right), \quad \sigma_y = B \left( \frac{\partial v}{\partial y} + c \frac{\partial u}{\partial x} \right), \\ B &= \frac{E(1-v)}{(1+v)(1-2v)}, \quad c = \frac{v}{1-v}. \end{aligned} \quad (3)$$

Область применения полученных выражений ограничивается случаем  $v \neq 0,5$ . А в практических расчетах из рассмотрения необходимо также исключать случаи, когда  $v \rightarrow 0,5$  (в связи с большой погрешностью округлений), характерный для эластомерных материалов. Это, в свою очередь приводит к необходимости, в частности, при конечно-элементных расчетах, использовать специально разработанные схемы, например, моментную схему конечного элемента для слабосжимаемых материалов [3].

Рассмотрим отдельно задачу об однородном *растяжении-сжатии* квадратного элемента. Пусть заданы нормальные напряжения  $\sigma_x = \text{const}$ ,  $\sigma_y = \text{const}$ , а касательное напряжение равно нулю:  $\tau_{xy} = 0$ . Тогда первые два из уравнений (1) удовлетворяются тождественно, а остальные три уравнения принимают вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u}{\partial x} &= \frac{1-v^2}{E} \sigma_x - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_y, \\ \frac{\partial v}{\partial y} &= \frac{1-v^2}{E} \sigma_y - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_x, \quad \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Интегрируя первые два из уравнений (4) получаем:

$$\begin{aligned} u &= \left[ \frac{1-v^2}{E} \sigma_x - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_y \right] \cdot x + f(y), \\ v &= \left[ \frac{1-v^2}{E} \sigma_y - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_x \right] \cdot y + g(x). \end{aligned} \quad (5)$$

Функции  $f(y)$  и  $g(x)$  играют здесь роль констант интегрирования как величины, не зависящие, соответственно, от  $x$  и  $y$ . Подставляя (5) в

третье из уравнений (4), имеем:

$$\frac{df}{dy} + \frac{dg}{dx} = 0. \quad (6)$$

В уравнении (6) первое слагаемое зависит только от  $y$ , а второе — от  $x$ . Такое уравнение может удовлетворяться только при постоянных значениях обоих слагаемых:

$$\frac{df}{dy} = C, \quad \frac{dg}{dx} = -C. \quad (7)$$

Интегрирование уравнений (7) дает:

$$f = Cy + C_1, \quad g = -Cx + C_2. \quad (8)$$

Величины  $C_1$  и  $C_2$  — новые константы. Подставляя (8) в (5), получаем:

$$\begin{aligned} u &= \left[ \frac{1-v^2}{E} \sigma_x - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_y \right] \cdot x + Cy + C_1, \\ v &= \left[ \frac{1-v^2}{E} \sigma_y - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_x \right] \cdot y - Cx + C_2. \end{aligned} \quad (9)$$

Здесь константа  $C_1$  задает поступательное перемещение вдоль оси  $Ox$ ; константа  $C_2$  — перемещение вдоль оси  $Oy$ ; константа  $C$  — поворот в плоскости  $xy$ . Отбрасывая соответствующие слагаемые, имеем окончательно:

$$\begin{aligned} u &= \left[ \frac{1-v^2}{E} \sigma_x - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_y \right] \cdot x, \\ v &= \left[ \frac{1-v^2}{E} \sigma_y - \frac{v(1+v)}{E} \sigma_x \right] \cdot y. \end{aligned} \quad (10)$$

Рассмотрим более подробно *случай*  $v = 0,5$ . При этом значении имеем:

$$1-v^2 = 0,75, \quad v(1+v) = 0,75.$$

Из (10) получаем:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{0,75}{E} (\sigma_x - \sigma_y), \quad \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{0,75}{E} (\sigma_x - \sigma_y). \quad (11)$$

Обозначим:

$$\sigma = \sigma_x - \sigma_y. \quad (12)$$

В итоге (11) дает:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = -\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{0,75}{E} \sigma. \quad (13)$$

Пользуясь терминами аналитической механики, можно сказать, что от двух обобщенных ко-

ординат  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$  мы перешли к одной координате  $\sigma$ . Следовательно, система с двумя степенями свободы превратилась в систему с одной степенью свободы.

Очевидным следствием из (12) будет условие несжимаемости:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0. \quad (14)$$

Из (10) в этом случае получаем:

$$u = \frac{0,75}{E} \sigma \cdot x, v = -\frac{0,75}{E} \sigma \cdot y. \quad (15)$$

Полученное частное решение уравнений теории упругости описывает напряженно-деформированное состояние бесконечной плоскости  $xu$ . Естественно, оно пригодно и для любой части этой плоскости.

Рассмотрим квадратный элемент, изображенный на рисунке 1.

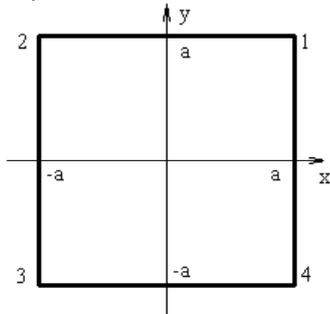


Рис. 1. Моделируемый элемент сплошной среды

Подставляя в (15) координаты угловых точек элемента, получаем:

$$\Delta x_1 = u(a) = \frac{0,75}{E} \sigma \cdot a, \Delta y_1 = v(a) = -\frac{0,75}{E} \sigma \cdot a,$$

$$\Delta x_2 = u(-a) = -\frac{0,75}{E} \sigma \cdot a, \Delta y_2 = v(a) = -\frac{0,75}{E} \sigma \cdot a,$$

$$\Delta x_3 = u(-a) = -\frac{0,75}{E} \sigma \cdot a, \Delta y_3 = v(-a) = \frac{0,75}{E} \sigma \cdot a,$$

$$\Delta x_4 = u(a) = \frac{0,75}{E} \sigma \cdot a, \Delta y_4 = v(-a) = \frac{0,75}{E} \sigma \cdot a. \quad (16)$$

Соответствующая картина перемещений этих угловых точек и деформаций элемента в целом, изображена на рисунке 2. Все угловые точки переместились перпендикулярно диагоналям квадрата; в итоге квадрат превратился в прямоугольник той же площади, что и исходный квадрат (при малых перемещениях угловых точек).

Длины диагоналей квадрата не изменились; эти диагонали совершили повороты как твердые тела (все при том же условии малости перемеще-

ний углов

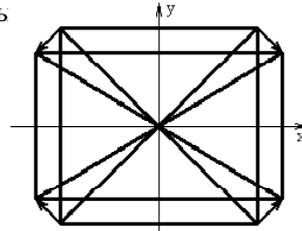


Рис. 2. Перемещения узлов дискретного элемента

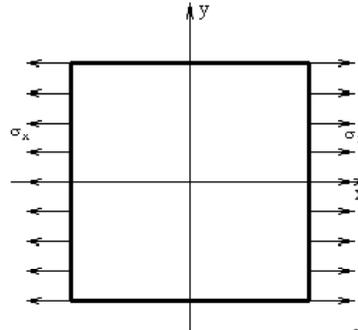


Рис. 3. Случай  $\sigma_x = \sigma, \sigma_y = 0$

Обратим особое внимание на тот факт, что в данном случае отсутствует взаимно однозначное соответствие между напряженным и деформированным состояниями элемента. По заданным напряжениям однозначно находятся деформации, но не наоборот. Так, деформации, изображенные на рисунке 2, могут отвечать бесконечному разнообразию напряжений  $\sigma_x$  и  $\sigma_y$ , отвечающих соотношению (12). На рисунках 3–5 изображены некоторые примеры напряжений, отвечающих деформациям с рисунка 2.

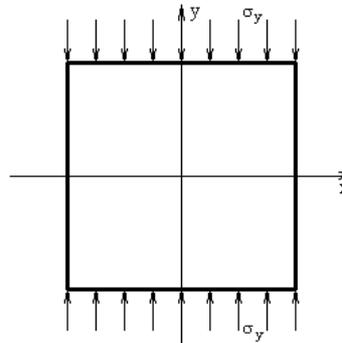


Рис. 4. Случай  $\sigma_x = 0, \sigma_y = -\sigma$

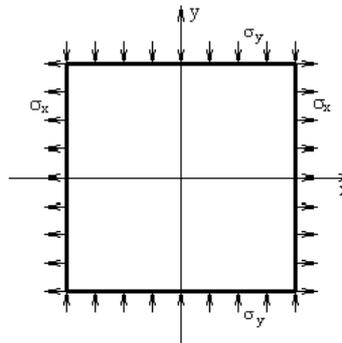


Рис. 5. Случай  $\sigma_x = \sigma/2, \sigma_y = -\sigma/2$

**Моделирование непрерывного квадратного элемента дискретным элементом**

Сконструируем дискретный элемент, моделирующий свойства непрерывного квадратного элемента (рис. 6).

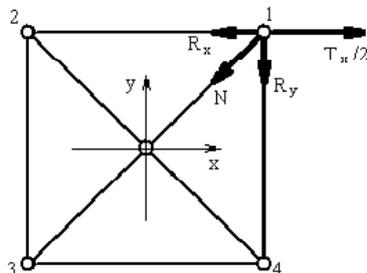


Рис. 6. Силы, приложенные к первому узлу дискретного элемента

Этот элемент состоит из шести стержней; причем диагональные стержни являются абсолютно твердыми, не изменяющими своих длин, а остальные стержни упругие. Размеры дискретного элемента такие же, как и непрерывного (рис. 1), т. е.  $2a \times 2a$ .

Для нахождения жесткостных характеристик предлагаемой модели рассмотрим задачу об одноосном растяжении-сжатии вдоль оси  $x$ . При этом равномерно распределенную нагрузку  $\sigma_x = \sigma$ , действующую на вертикальные стороны квадрата, заменим на интегральную силу:

$$T_x = 2a\sigma. \quad (17)$$

В свою очередь, разобьем эту силу на две, равные:

$$T_x/2 = a\sigma. \quad (18)$$

Эти силы приложены в угловых узлах дискретного элемента. На рисунке 6 изображена такая сила, приложенная в первом, т. е. правом верхнем узле.

Изобразим также реакции стержней, сходящихся в первом узле (рис. 6). В качестве уравнения равновесия 1-го узла воспользуемся уравнением моментов приложенных сил относительно геометрического центра элемента:

$$R_x \cdot a - R_y \cdot a - \frac{T_x}{2} \cdot a = 0. \quad (19)$$

Задача нахождения двух реакций из одного уравнения равновесия является статически неопределимой, поэтому воспользуемся перемещениями узла, полагая их такими же, как перемещения соответствующей угловой точки непрерывного элемента (16). При этом учтем, что продольная деформация стержня равна удвоенному перемещению его конца. Считая жесткости горизонталь-

ных и вертикальных стержней одинаковыми и равными  $C$ , имеем:

$$R_x = 2\Delta x_1 C, \quad R_y = 2\Delta y_1 C = -2\Delta x_1 C = -R_x. \quad (20)$$

Подставляя (20) в (19) имеем:

$$R_x = T_x/4. \quad (21)$$

Отсюда, с учетом (17), получаем:

$$R_x = \frac{a\sigma}{2}. \quad (22)$$

Подстановка в (20) выражения для  $\Delta x_1$  из (16) дает:

$$R_x = 2 \frac{0,75}{E} a\sigma C. \quad (23)$$

Приравняв выражения для  $R_x$  из (22) и (23) имеем окончательно:

$$C = \frac{E}{3}. \quad (24)$$

Таким образом, найдено значение жесткостей горизонтальных и вертикальных стержней, при котором одинаковое горизонтальное нагружение непрерывного и дискретного элементов приводит к одинаковым перемещениям соответствующих угловых точек. В этом легко убедиться, подставляя (22) и (24) в (20) и находя при этом  $\Delta x_1$  и  $\Delta y_1$ .

Анализируя найденное значение жесткости (24) и сравнивая его с выражениями, приведенными в работе [2], видим, что значение  $C = E/3$  может быть получено из (47) в [2] в результате предельного перехода при  $\nu \rightarrow 0,5$  и  $h_x = h_y$ . Для жесткостей диагональных стержней в случае нагрузки растяжения-сжатия предельный переход дает

$$D_\nu = \lim_{\nu \rightarrow 0,5} \frac{\nu \cdot E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \rightarrow \infty,$$

что вполне согласуется с полученными ранее выводами об отсутствии деформирования диагональных стержней при рассматриваемом виде нагружения.

Аналогичным образом рассматривая задачу о деформировании квадратных непрерывного и дискретного элементов при изгибной и сдвиговой нагрузках, можно вычислить жесткостные характеристики дискретной модели для этих случаев нагружения. Соответствующие значения также могут быть получены в результате процедуры предельного перехода в выражениях (47) из [2]:

$$C_f = \frac{E}{6(1-\nu^2)}, \quad D_f = G = \frac{E}{2(1+\nu)}.$$

Рассмотрим теперь следующий существенный

вопрос. На дискретный квадратный элемент действуют сосредоточенные силы (18), приложенные в угловых точках элемента. Эти силы моделируют распределенную горизонтальную внешнюю нагрузку интенсивности  $\sigma_x = \sigma$ . Внутреннее напряженное состояние элемента моделируют реакции горизонтальных и вертикальных стержней. Реакции диагональных стержней не учитываем, поскольку при поворотах этих стержней как твердых тел относительно центральной точки квадрата эти реакции выполняют нулевую работу.

Две горизонтальных реакции (22) моделируют внутреннее горизонтальное напряжение. Сравнивая с усилиями (18), моделирующими внешнее напряжение, видим, что внутреннее напряжение оказывается вдвое меньшим, т. е. равным  $\sigma_x = \sigma/2$ .

При горизонтальных растягивающих усилиях вертикальные усилия и соответствующие напряжения получаются сжимающими, т. е.  $\sigma_y = -\sigma/2$ .

Видно, что внешняя нагрузка, изображенная на рисунке 3, преобразуется во внутреннее напряженное состояние, изображенное на рисунке 5. Аналогично можно показать, что и внешняя сжимающая нагрузка, изображенная на рисунке 4, также преобразуется во внутреннее напряженное состояние, изображенное на рисунке 5.

Таким образом, для построенной дискретной модели имеется однозначная связь между напряженным и деформированным состояниями. При внешнем нагружении, представляющем собой растяжение, сжатие или их произвольную комбинацию, элемент деформируется за счет поворота абсолютно твердых диагональных стержней и с созданием антисимметричного напряженно-деформированного состояния.

Однако следует отметить, что это особенность сконструированной дискретной модели. Рассмотрим другой вариант модели (рис. 7).

Здесь вертикальные стержни отсутствуют (их жесткости равны нулю). В итоге внешнюю нагрузку воспринимают только горизонтальные стержни, в результате чего их реакции удваиваются:

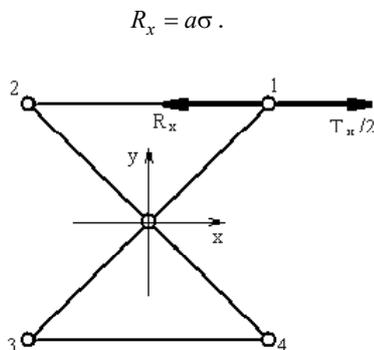


Рис. 7. Альтернативная модель дискретного элемента

Это отвечает удвоенным жесткостям горизонтальных стержней:

$$C = \frac{2E}{3}.$$

Реакции диагональных стержней в данном случае внешнего нагружения отсутствуют. Внутреннее напряженное состояние совпадает с внешним нагружением. Если мы рассмотрим другие виды внешнего нагружения, например,  $\sigma_x = 0$ ,  $\sigma_y = -\sigma$ , то внутреннее напряженное состояние останется прежним, т. е. таким, как на рисунке 3. Т. е. в данном случае при любой внешней нагрузке внутри элемента имеем только горизонтальное напряжение  $\sigma_x = \sigma$ .

Аналогично, если оставить только вертикальные стержни, убрав горизонтальные, то при любой внешней нагрузке получаем вертикальное напряжение:  $\sigma_y = -\sigma$ .

Можно, при желании, оставлять и горизонтальные и вертикальные стержни, но с разными жесткостями, получая при любой внешней нагрузке соответствующее внутреннее напряженное состояние с пропорцией между горизонтальным и вертикальным напряжениями, задаваемой жесткостями стержней.

#### Список литературы

1. Шамровский А. Д. Решение плоских статических задач механики деформируемого твердого тела при помощи дискретных моделей, получаемых на основе экспериментальных данных / А. Д. Шамровский, Ю. А. Лымаренко, Д. Н. Колесник // Проблемы обчислювальної механіки і міцності конструкцій. Збірник наукових праць. – Дніпропетровськ : Ліра. – 2011. – Вип. 17. – С. 274–288.
2. Шамровский А. Д. Дискретные модели для плоских статических задач теории упругости / А. Д. Шамровский, Ю. А. Лымаренко, Д. Н. Колесник, Т. А. Миняйло, В. В. Кривуляк // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. Серия «Прикладная механика». – 2011. – Вип. 3/7 (51). – С. 11–18.
3. Киричевский В. В. Метод конечных элементов в механике эластомеров: [монография] / В. В. Киричевский. – К.: Наукова думка, 2002. – 655 с.
4. Кунин И. А. Теория упругих сред с микроструктурой: нелокальная теория упругости / И. А. Кунин. – М.: Наука (СО), 1975. – 415 с.
5. Рушицкий Я. Я. Хвилі в матеріалах з мікроструктурою / Я. Я. Рушицкий, Ц. І. Цурпал. – К.: Ін-т механіки НАНУ. – 377 с.
6. Metrikine A. V. One-dimensional dynamically consistent gradient elasticity models derived from

- a discrete microstructure. Part 1: Generic formulation / A. V. Metrikine, H. Askes // *European Journal of Mechanics A/Solids*. – 2002. – Vol. 21. – P. 555–572.
7. Suiker A. S. J. Micro-mechanical modelling of granular materials – Part 2 – Plane wave propagation in infinite media / A. S. J. Suiker, R. de Borst, C. S. Chang // *Acta Mechanica*. – 2001. – Vol. 149. – P. 181–200.
8. Новацкий В. Теория упругости / В. Новацкий. – М. : Мир, 1975. – 872 с.
9. Шамровський О. Д. Дискретна модель плоского елемента скінченних розмірів для ортотропного середовища / О. Д. Шамровський, Т. О. Міняйло // *Методи розв'язування прикладних задач механіки деформівного твердого тіла* – Дніпропетровськ : Ліра, 2012. – Вип. 13. – С. 428–436.

*Поступила в редакцію 20.04.2015*

**Шамровський О.Д., Лимаренко Ю.О., Богданова Є.М. Дискретне моделювання еластомерів, що перебувають в умовах плоскої деформації**

*Запропонована в роботах [1, 2] дискретна модель суцільного середовища для плоских задач теорії пружності модифікована на випадок моделювання нестискуваних матеріалів. Розглядається випадок плоскої деформації, що характеризується в рамках класичного континуального підходу обчислювальними труднощами, пов'язаними зі значеннями коефіцієнта Пуассона, близькими до 0,5.*

**Ключові слова:** дискретна модель, дискретний елемент кінцевих розмірів, метод послідовних переміщень.

**Shamrovskiy A., Lymarenko Y., Bogdanova E. Discrete modeling of elastomers in plane strain**

*Proposed in [1,2] discrete continuum model for plane elasticity problems is modified in case of modeling incompressible materials. The case of plane strain, characterized in classical continuum approach computational difficulties associated with the values of Poisson's ratio close to 0,5.*

**Key words:** discrete model, a discrete element of finite size, the method of successive movements.

УДК 539.1:534.1

Канд. техн. наук Ю. В. Мастиновский

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

## ПОДКРЕПЛЕННАЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКАЯ ОБОЛОЧКА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕМЕЩАЮЩЕЙСЯ СИЛЫ

Действие подвижной нагрузки на подкрепленную кольцевыми ребрами цилиндрическую оболочку типа Тимошенко исследуется численно с применением метода характеристик. Метод позволяет учесть разрывы напряжений в точках приложения движущейся силы и на фронтах волны сжатия и сдвига, выявить резонансные колебания при условии совпадения скорости перемещающейся силы с одной из волновых скоростей.

**Ключевые слова:** цилиндрическая оболочка, подвижная нагрузка, метод характеристик.

### Введение

Большинство конструкций оболочного типа, используемых в технике, по соображениям экономии веса создаются существенно неоднородными и анизотропными. Например, цилиндрические оболочки представляющие собой всевозможные корпуса подводных и летательных аппаратов, имеют, как правило, подкрепления в виде продольных и окружных ребер жесткости. В процессе эксплуатации такие конструкции могут испытывать, наряду со статическими усилиями, быстро изменяющиеся нагрузки. Поведение конструкций при действии таких нагрузок обладает рядом особенностей, поэтому создание математических моделей, методик расчета и исследование поведения оболочных конструкций при различных динамических воздействиях является весьма актуальным для инженерной практики.

### Постановка задачи

В данной работе решается задача о действии подвижной радиальной нагрузки на цилиндрическую оболочку подкрепленную кольцевыми ребрами. При малых прогибах и при отсутствии осевой силы уравнения движения такой оболочки с использованием модели теории оболочек типа Тимошенко [1, 2] в безразмерном виде записывается так:

$$\frac{\partial^2 F_i}{\partial x^2} - \frac{1}{c_i^2} \frac{\partial^2 F_i}{\partial t^2} = R_i; \quad i = 1, 2, \quad (1)$$

где  $F_1 = W$ ,  $F_2 = \varphi$ ;  $R_1 = a_1 W - a_2 \frac{\partial \varphi}{\partial x} - a_3 P(x, t)$ ,

$$R_2 = b_1 \cdot \frac{\partial W}{\partial x} + b_2 \varphi. \quad (2)$$

В равенствах (1), (2) коэффициенты, включающие в себя геометрические и физические параметры, обозначены так:

$$c_1^2 = \frac{G}{E_1} \frac{h}{h_1} \alpha, \quad \alpha = 1 - \nu_1 \nu_2; \quad c_2^2 = \left( \frac{h}{h_1} \right)^3;$$

$$a_1 = \frac{E_2}{G} \left( \frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\alpha h} \right); \quad a_2 = \frac{R}{h}; \quad a_3 = a_2^2 \frac{E_1}{G};$$

$$b_1 = 12 a_2 \alpha \frac{G}{E_1}; \quad b_2 = 12 a_2^2 \alpha \frac{G}{E_1}; \quad h_1 = h \left( 1 + \frac{F}{hd} \right), \quad (3)$$

$R, h, F, d$  – соответственно радиус, толщина оболочки, площадь поперечного сечения ребра и расстояние между ребрами;  $E_1, E_2, G$  – модули Юнга и сдвига;  $\nu_1, \nu_2$  – коэффициенты Пуассона.

Кольцевую нагрузку  $P(x, t)$ , движущуюся с постоянной скоростью  $c$ , представим в виде:

$$P(x, t) = p \delta(x - \beta t), \quad (4)$$

где  $p$  – интенсивность приложенной нагрузки;  $\delta(x - \beta t)$  – функция Дирака; безразмерные пара-

метры  $\bar{x} = \frac{x}{R}$ ,  $\bar{t} = \frac{c_p \tau}{R}$  ( $\bar{x}, \tau$  – безразмерная координата и время);  $\beta = \frac{c}{c_p}$  ( $c_p = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$  – скорость волн сжатия в пластине).

Для гладкой изотропной оболочки в уравнениях (1)–(3) полагаем:  $h = h_1$ ,  $\nu_1 = \nu_2 = \nu$ ,  $E_1 = E_2 = E$ ,  $d = \infty$ .

Выражение (3) принимает вид:

$$c_1^2 = \frac{c_s^2}{c_p^2} = \frac{G\alpha}{E} = (1-\nu)/2 \quad (c_s = \sqrt{\frac{G}{\rho}} \text{ – скорость сдвига в стержне});$$

$$\alpha = 1 - \nu^2; \quad c_2^2 = 1; \quad a_1 = \frac{E}{G\alpha} = \frac{1}{c_1^2}; \quad a_2 = \frac{R}{h};$$

$$a_3 = \frac{a_2^2 \alpha}{c_1^2} = 2 a_2^2 (1 + \nu); \quad b_1 = 12 a_2 c_1^2; \quad b_2 = b_1 a_2. \quad (5)$$

Вдоль характеристик  $\frac{dx}{dt} = \pm c_i$  системы уравнений (1) и (2) выполняются соотношения [3]:

$$d\left(\frac{\partial F_i}{\partial t}\right) \mp c_i d\left(\frac{\partial F_i}{\partial x}\right) \pm c_i R_i dx = 0. \quad (6)$$

Кроме того, для непрерывных  $F_i$ :

$$dF_i = \frac{\partial F_i}{\partial x} dx + \frac{\partial F_i}{\partial t} dt = (\pm c_i \frac{\partial F_i}{\partial x} + \frac{\partial F_i}{\partial t}) dt, \quad i = 1, 2, \quad (7)$$

вдоль любого направления. В тех областях плоскости  $x-t$ , в которых  $F_i$  непрерывны, соотношения (6), (7) представляют собой систему шести уравнений и используются в численном методе для нахождения шести переменных  $F_i$ ,  $\frac{\partial F_i}{\partial x}$ ,

$\frac{\partial F_i}{\partial t}$ , если заданы соответствующие начальные и граничные условия. Для полубесконечной оболочки начальные и граничные условия принимаются в виде:

$$F_i = \frac{\partial F_i}{\partial x} = \frac{\partial F_i}{\partial t} = 0 \quad \text{при } t = 0, x > 0;$$

угловая скорость  $\frac{\partial \varphi}{\partial t} = 0$  и сдвиг

$$Q = \frac{\partial W}{\partial x} + a_2 \varphi = 0 \quad \text{при } t > 0, x = 0. \quad (8)$$

Кроме линии  $x = \beta \cdot t$ , вдоль которой движется сила, линиями разрыва в плоскости  $x-t$  могут быть также характеристики  $x = c_i t$ , вдоль которых распространяются фронты волн сжатия и сдвига. С подробностями нахождения условий на разрывах и проведения числовых расчетов можно ознакомиться в работах [2, 3].

### Численные примеры и обсуждения

1. Для гладкой изотропной оболочки решение системы уравнений (1), (2) с коэффициентами (5) при  $\beta \neq c_i$  для устранения разрыва в месте приложения движущейся силы необходимо разделить решение на две части: при  $P \neq 0$  и при  $P = 0$ . Если  $\beta = c_i$  ( $i = 1$  или  $i = 2$ ), то точка приложения силы движется вдоль одной из характеристик  $x = c_i t$ . Рассматривается только область  $0 < x < t$ , так как при  $x > t$  возмущения отсутствуют. В этом случае характеристика, вдоль которой движется сила, имеет особенность типа  $\delta$ -функции. Напряжение и скорость вблизи точ-

ки приложения движущейся силы неограниченно растут со временем. На рис. 1 показаны графики распределения безразмерных скоростей  $\frac{\partial W}{\partial t}$

при  $t = 15,2$  и  $\beta = 1$  (пунктирная линия),  $\beta = 1,366$  (сплошная линия). Размерные скорости:  $c_s = 2950$  м/с,  $c_p = 5130$  м/с. При  $c > c_p$ ,  $c = 7010$  м/с. На рис. 1 прямая линия I показывает положение фронта волны сдвига, II – фронта волны сжатия и положение движущейся силы при  $\beta = 1$ , и III – положение движущейся силы при  $\beta = 1,366$ .

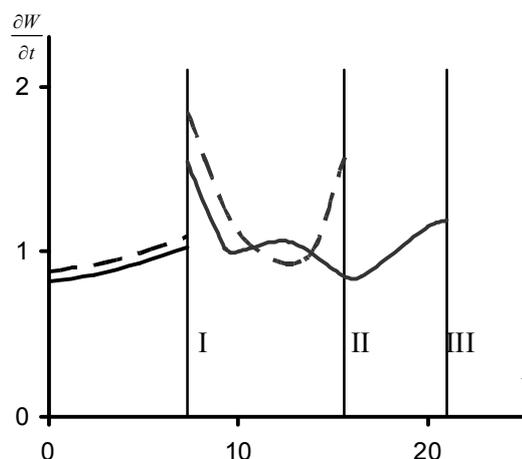


Рис. 1. Распределение  $\frac{\partial W}{\partial t}$  при  $t = 15,2$

2. В частном случае, для оболочки (1)–(3) при  $h_1 = R$ ;  $v_1 = v_2 = v$ ;  $E_1 = E_2 = E$ , полагая  $\left(\frac{h}{R}\right)^3 = 0$  ( $h \ll R$ ), получим  $c_2^2 = 0$ .

В этом случае элемент подкрепленной оболочки можно рассматривать как оболочку конечной длины  $l = d$  с жесткими днищами и на границах  $F_i = 0$  при  $x = 0$ ,  $x = l$ .

3. Для проведения численных исследований рассмотренный метод позволяет легко найти разрывы на фронтах волн, а изменения граничных условий и вида нагрузки не требуют изменения всей расчетной схемы, в отличие от решения с помощью интегрального преобразования [4], требующего вводить новую систему интегралов обратного преобразования.

Проведенные расчеты показали, что форма волнообразования существенно зависит от величины скорости движения нагрузки, а также от геометрических и механических параметров подкреплений.

**Список литературы**

1. Вольмир А. С. Нелинейная динамика пластин и оболочек / Вольмир А. С. — М. : Наука, 1972. — 432 с.
2. Сагомоян А. Я. Волны напряжений в сплошных средах. Учебное пособие / Сагомоян А. Я. — М. : Изд-во Моск. ун-та, 1985. — 416 с.
3. Мастиновский Ю. В. Распространение упругих неосесимметричных волн в оболочке с
4. заполнителем, вызванных краевой радиальной нагрузкой / Ю. В. Мастиновский, Ю. Н. Нагорный // К. : Прикладная механика. — Т. 20, № 27. — 1984. — С. 104–107.
4. Перцев А. К. Динамика оболочек и пластин : (не стационарные задачи / А. К. Перцев, Э. Г. Платонов. — Л. : Судостроение, 1987. — 316 с.

Поступила в редакцию 27.04.2015

**Мастиновський Ю.В. Підкрплена циліндрична оболонка під дією пересувної сили**

*Для пересувного навантаження на підкрплену кінцевими ребрами циліндричну оболонку типу Тимошенка досліджується чисельно з використанням методу характеристик. Метод дозволяє врахувати розриви напружень та деформацій у точках прикладення рухомої сили і на фронтах хвиль стиснення та зсуву, виявляти резонансні коливання за умови збігу швидкості переміщення сили з однією із хвильових швидкостей.*

**Ключові слова:** циліндрична оболонка, пересувне навантаження, метод характеристик.

**Mastinovskiy Yu. Supported cylindrical shell under traveling force**

*Traveling load effect on Timoshenko cylindrical shell supported by stiffening rings is numerically calculated by method of characteristics. This method takes into account stress and deformity discontinuity at traveling force application point and at compression and shift wave fronts, reveals resonance oscillation given force traveling velocity coincides with one of the wave velocities.*

**Key words:** cylindrical shell, traveling load, characteristics method.

УДК 629.7.036.5 + 629.7.054.2

Канд. техн. наук **В. А. Мосейко**<sup>1</sup>, канд. техн. наук **Ю. А. Митиков**<sup>2</sup>

<sup>1</sup>КБ «Южное», <sup>2</sup>Днепропетровский национальный университет им. О. Гончара; г. Днепропетровск

## ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВНУТРИБАКОВЫХ ПРОЦЕССОВ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ

*Разработана методика физического моделирования процессов, происходящих внутри топливных баков двигательных установок ракет-носителей. Учтены все основные влияющие факторы, включая аэродинамический нагрев топлива. Основные допущения – время наддува, газ наддува, его температура, компонент топлива, материал стенок бака на модели и натуре одинаковы. Методика учитывает возможности современной стендовой базы. Она позволяет существенно упростить, ускорить и удешевить внедрение новых перспективных решений по наддуву топливных баков.*

**Ключевые слова:** системы наддува, физическое моделирование, аэродинамический нагрев, упрощение обработки.

### Введение

По мнению ряда аналитиков [1], с выходом на космическую арену частных компаний США, в первую очередь SpaceX и Orbital Science, пошел процесс необратимых качественных изменений в ракетной технике – от достижения политических целей с помощью космоса любой ценой до экономически обоснованных технических решений. Указанные компании благодаря современным эффективным подходам в рекордно короткие сроки обеспечили проектирование, изготовление и, в конечном счете, доставку собственными носителями грузов на МКС по столь низкой цене, что в пору говорить о демпинге [2]. Тут следует также подчеркнуть тот факт, что в тендере, объявленном правительством США на доставку грузов на МКС, участвовало более 20 венчурных компаний. Другими словами, сделать добротные эскизные проекты ракет-носителей и кораблей, которые в автоматическом режиме стыкуются с МКС и доставляют грузы на Землю, на начало второго тысячелетия в США оказались в состоянии уже более 20 компаний.

На протяжении последних 10 лет всеми странами мира в среднем производится в год всего лишь около 80 запусков различных объектов в космос (военного, научного и коммерческого назначения). Количество стран, обладающих полным циклом изготовления космической техники, растет и сегодня составляет уже более десяти (плюс Европейское космическое агентство). Не удивительно, что на рынке пусковых услуг началась серьезная коммерческая борьба. Естественно, что побеждать в ней будет тот, кто обеспечит более дешевый вывод полезной нагрузки в космос при принятой надежности. Для удержания

своих позиций, например Российское космическое агентство, было вынуждено снизить с конца 2014 г. стоимость запуска РН «Протон» на 25 % [3].

### Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными и практическими задачами

Для наддува топливных баков современных двигательных установок (ДУ) на компонентах топлива кислород и керосин в качестве рабочего тела широкое распространение нашёл гелий. Особо необходимо отметить, что гелиевые системы применяются сегодня практически в том же виде, что и пятьдесят лет тому назад. Анализ экономической составляющей применения гелия в составе ракет-носителей (РН) показывает, что гелиевая пневмогидравлическая система подачи топлива (ПГСП), включающая в себя такие основные части как системы предпускового и полетного наддувов (СН), является самой дорогостоящей частью ракеты [4] после современных ЖРД с дожиганием окислительного генераторного газа. Поэтому исследования, направленные на удешевление и упрощение конструкций СН являются весьма актуальными [5].

### Формулирование целей статьи

Для внедрения новых идей по улучшению параметров и конструкции СН нужна их полноценная наземная отработка. Проведение такой отработки на полномасштабной материальной части крайне дорогостоящее мероприятие, а в большинстве случаев и невозможное из-за отсутствия стендовой базы соответствующей размерности. Для носителей среднего класса и выше не было ее и в Советском Союзе. Поэтому создание методики физического моделирования (на

уменьшенных установках) процессов, происходящих внутри топливных баков при их наддуве неизотермическими рабочими телами на активном участке траектории полета РН (внутрибаковые процессы), позволило бы существенно упростить, ускорить и удешевить внедрение новых перспективных решений.

Целью настоящих исследований является создание методики физического моделирования параметров СН несущих топливных баков ДУ ракет-носителей на активном участке траектории полета на уменьшенных моделях. Методика должна быть реализуема в современных условиях и обеспечивать достаточную для проектирования точность полученных результатов.

**Изложение основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов**

Анализ научной и технической литературы по интересующей нас проблеме приводит к неутешительному заключению, что классическое физическое моделирование параметров современных СН невозможно. Такой вывод получен в силу одновременного протекания внутри баков в полете целого ряда разнородных явлений теплового (достигнут уровень температур газа наддува на входе в тонкостенные алюминиевые баки до 1120К), газодинамического, гидравлического, массообменного характера. Данной проблеме посвящено минимум исследований по указанным выше причинам. Комплексного характера они лишены.

Существенно упрощает организацию физического моделирования использование на модельных испытаниях натуральных газа наддува, компонента топлива, материала обечаек бака и технологии их изготовления. Наиболее плодотворным в современных условиях, на наш взгляд, является подход к приближенному моделированию, согласно которому давления газа в модельном и натурном баках по времени работы СН должны быть равны, т. е.  $P(\tau)_н = P(\tau)_м$  и соответственно

$\dot{P}(\tau)_н = \dot{P}(\tau)_м$ . Это позволяет использовать на модели разрабатываемые для данной двигательной установки агрегаты автоматики, средства измерения, уникальные штатные сигнализаторы давлений, что также существенно ускоряет, упрощает и удешевляет проведение физического моделирования.

Основопологающим для определения режимов модельной отработки параметров СН является уравнение термодинамики тел переменной массы. Применительно к скорости изменения давления газа в баке по времени наддува для самого простого случая (без работы предохранительного клапана, возможных химических реакций в сво-

бодном объеме бака, конденсации составляющих газ наддува и т. п.) оно имеет вид [6]:

$$\dot{P} = \frac{k_\Sigma - 1}{V} \left[ \frac{k_i}{k_i - 1} \dot{m}_i R_i T_i + \frac{k_s}{k_s - 1} \dot{m}_s R_s T_s - \left( -\frac{k_\Sigma}{k_\Sigma - 1} P \dot{V} + \frac{\dot{k}_\Sigma}{(k_\Sigma - 1)^2} P V - \dot{Q}_\Sigma \right) \right], \quad (1)$$

где  $k_\Sigma, k_i, k_s$  – показатель адиабаты смеси газа наддува в свободном объеме бака, вводимого газа и паров топлива в баке соответственно;

$V, \dot{V}$  – текущий свободный объем газа в баке и расход топлива из бака;

$\dot{m}_i, \dot{m}_s$  – расход газа на наддув бака и приход паров топлива в свободный объем бака соответственно;

$T, T_i, T_s$  – среднемассовая температура газа в баке, на входе в бак и испаряющихся паров топлива соответственно;

$R_i, R_s$  – газовые постоянные газа наддува и паров топлива соответственно;

$\dot{Q}_\Sigma$  – тепловые потери газа наддува в граничные поверхности бака.

В общем случае тепловые потери газа наддува в баке равны:

$$\dot{Q}_\Sigma = \dot{Q}_w + \dot{Q}_s,$$

где  $\dot{Q}_w = \alpha_w S_w (T - T_w)$ ,

$$\dot{Q}_s = \alpha_s S_s (T - T_s),$$

$S_w, S_s$  – площади внутренней поверхности бака и поверхности топлива;

$\alpha_w, \alpha_s$  – коэффициенты теплоотдачи от газа наддува в стенки бака и поверхность топлива в баке.

Для получения основных соотношений параметров модели и природы примем упрощающие допущения:

- теплообмен газа наддува в свободном объеме бака с граничными поверхностями определяется законами естественной конвекции;

- внутреннее силовое подкрепление (размеры вафли, шпангоуты) штатного и модельного бака подобно;

- материал стенок бака, компонент топлива, газ наддува и его температура на входе в бак по времени работы ДУ на натуре и модели одинаковы;

- прогрев верхнего слоя топлива определяется аэродинамическим тепловым потоком.

Приняв во внимание, что  $\dot{V}_м = \dot{V}_н / n^3$  для обеспечения равенства  $\dot{P}_м = \dot{P}_н$ , все члены урав-

нения (1) применительно к  $\dot{P}_M$  надо уменьшить в  $n^3$  раз. Тогда соотношение по энергии, вносимой в модельный бак газом наддува, должно выглядеть относительно натурального бака следующим образом:

$$\left( \frac{k_i}{k_i - 1} \dot{m}_i R T_{ex} \right)_M = \left( \frac{k_i}{k_i - 1} \dot{m}_i R T_{ex} \right)_H / n^3.$$

Отсюда следует, что  $\dot{m}_{iM} = \dot{m}_{iH} / n^3$ .

С учетом принятых допущений, а именно – на модели и натуре используется кипящий кислород, можно записать:

$$k_{SM} = k_{SH}, R_{SM} = R_{SH}, T_{SM} = T_{SH}.$$

Энергия, подводимая к газу наддува в баках за счет испарения кислорода в баках:

$$\left( \frac{k_s}{k_s - 1} \dot{m}_s R_s T_s \right)_M = \left( \frac{k_s}{k_s - 1} \dot{m}_s R_s T_s \right)_H.$$

Отсюда следует, что должно выполняться соотношение  $\dot{m}_{SM} = \dot{m}_{SH} / n^3$ .

Анализ многочисленных экспериментальных данных [7] показывает, что за исключением начального участка полета массообмен в свободном объеме несущего нетеплоизолированного бака при наддуве, подогретым гелием, в основном определяется аэродинамическим тепловым потоком. Основываясь на результатах исследований по кипению в пристеночном слое недогретых жидкостей в большом объеме [8], можно полагать, что паровые пузырьки прорываются в свободный объем бака лишь с определенной глубины  $h_s$ :

$$\dot{m}_s = A q_{aэп} \pi d_\sigma h_s,$$

где  $A$  – коэффициент пропорциональности (экспериментальный).

Полученное выражение несложно привести к интересующему нас виду:

$$\left( A q_{aэп} \pi d_\sigma h_s \right)_M = \left( A q_{aэп} \pi d_\sigma h_s \right)_H / n^3.$$

Отсюда несложно получить  $q_{aэпM} = q_{aэпH} / n$ .

Соотношение для составляющей внутрибаковой энергии выполняется автоматически:

$$\left[ \frac{\dot{k}_\Sigma}{(k_\Sigma - 1)^2} PV \right]_M = \left[ \frac{\dot{k}_\Sigma}{(k_\Sigma - 1)^2} PV \right]_H \cdot \frac{1}{n^3}.$$

Из анализа следующего составляющего уравнения энергии

$$\left( \frac{k_\Sigma PV}{k_\Sigma - 1} \right)_M = \left( \frac{k_\Sigma PV}{k_\Sigma - 1} \right)_H \cdot \frac{1}{n^3}$$

следует, что  $\dot{V}_M = \dot{V}_H / n^3$ .

Аналогичным образом можно написать выражение для энергии теплообмена между газом наддува и конструкцией бака:

$$[S_w \alpha_w (T - T_w)]_M = [S_w \alpha_w (T - T_w)]_H \cdot \frac{1}{n^3}.$$

Из полученного выражения следует:

$$[\alpha_w (T - T_w)]_M = [\alpha_w (T - T_w)]_H \cdot 1/n. \quad (2)$$

Рассмотрим составляющие этого уравнения. Среднемассовая температура газа в свободном объеме бака определяется следующим образом:

$$T = \frac{PV}{m_\Sigma R_\Sigma}.$$

В соответствии с принятым ранее подходом к моделированию  $P_M = P_H$ . Суммарная масса газа в свободном объеме бака определяется как:

$$m_\Sigma = \int_0^\tau \dot{m}_i d\tau + \int_0^\tau \dot{m}_s d\tau.$$

$$\text{Тогда } T_M = \left( \frac{PV}{m_\Sigma R_\Sigma} \right)_M = \frac{(PV)_M}{n^3 R_\Sigma} \cdot n^3 / m_\Sigma \quad \text{и}$$

$$T_M = T_H.$$

Используя известное выражение для коэффициента теплоотдачи в условиях естественной конвекции [6]

$$\alpha_w = \frac{1,5 \cdot (T - T_w)^{0,5}}{T}$$

получим

$$\alpha_w (T - T_w) = 1,5 \cdot (T - T_w)^{1,5}.$$

Из уравнения (2) с учетом  $T_M = T_H$  следует:

$$(T - T_w)_M^{1,5} = (T - T_w)_H^{1,5} / n,$$

$$\text{или } (T - T_w)_M = (T - T_w)_H / n^{0,67}.$$

Из полученного выражения видно, что температура конструкции модели должна быть ниже температуры конструкции натуре,

$$\text{т. е. } T_{wM} < T_{wH} \quad \text{и} \quad \dot{T}_{wM} < \dot{T}_{wH}. \quad (3)$$

Градиент изменения температуры конструкции бака по времени работы системы наддува определяется по уравнению:

$$\dot{T}_w = \frac{q_{aэп} - \alpha_w (T - T_w)}{(ср\delta)_w}.$$

Учитывая, что  $q_{aэпM} = q_{aэпH} / n$ , а коэффициент

теплоотдачи в стенку  $\alpha_w$  не зависит от геометрических размеров бака, для обеспечения зависимости (2) достаточно выполнить соотношение

$$(cr\delta)_{\text{мн}} = (cr\delta)_{\text{м}} / n \text{ или } \delta_{\text{мн}} = \delta_{\text{м}} / n.$$

Потери тепла от газа наддува в поверхность компонента топлива должны соотноситься на модели и натуре как

$$[\alpha_s S_s (T - T_s)]_{\text{м}} = [\alpha_s S_s (T - T_s)]_{\text{н}} / n^3.$$

Из полученного выражения несложно получить

$$[\alpha_s (T - T_s)]_{\text{м}} = [\alpha_s (T - T_s)]_{\text{н}} / n. \quad (4)$$

Прогрев компонента топлива в баке в основном зависит от уровня аэродинамических тепловых потоков в стенку бака и может определяться по уравнению:

$$\Delta T = \frac{4q_{\text{аэп}}\tau}{crd} + Cq_{\text{аэп}}^{3/4},$$

где  $C$  – постоянная величина для конкретных условий.

Используя полученные ранее соотношения можно записать:

$$\Delta T_{\text{м}} = \frac{4q_{\text{аэпн}}n\tau}{crd_{\text{н}}n} + \frac{Cq_{\text{аэпн}}^{3/4}}{n^{3/4}}. \quad (5)$$

Как видно из уравнения (5), составляющие прогрева компонента топлива зависят в различной степени от коэффициента моделирования. Далее, прогрев компонента на модели будет меньше, чем в натуральных условиях. Этот вывод распространяется и на абсолютное значение температуры топлива, т. к.  $T_s = T_{s0} + \Delta T$ .

Ситуацию в данном случае упрощает регулируемая СН. Она может ограничить давление газа в баке потребным уровнем, например,  $\sim 1,6 \cdot 10^5$  Па, что не позволит кислороду нагреваться в таком случае выше равновесной температуры  $T_s = \sim 95\text{K}$  как в модельном баке, так и в натурном. Поэтому при работе регулируемой СН можно считать  $T_{\text{см}} \approx T_{\text{сн}}$ .

Уравнение для коэффициента теплоотдачи от газа наддува к поверхности компонента топлива в баке, за исключением кратковременного начального участка наддува, имеет вид:

$$\alpha_s = B \cdot (T - T_s)^{1/3} \left( \frac{2P}{T_s + T} \right)^{0,7},$$

где  $B$  – экспериментальный коэффициент.

При  $P_{\text{м}} = P_{\text{н}}$ ,  $T_{\text{м}} = T_{\text{н}}$ ,  $T_{\text{см}} = T_{\text{сн}}$  получим  $\alpha_{\text{см}} = \alpha_{\text{сн}}$ .

Очевидно, что при таких условиях выполнить соотношение (4) не представляется возможным. Из этого следует, что теплообмен между газом наддува и поверхностью компонента топлива в баке модели будет происходить более интенсивно, чем в натурном баке. Это приведет к уменьшению среднemasсовой температуры газа в модели. Следовательно, потребный диапазон давления газа в натурном баке будет обеспечен меньшим расходом газа, чем следует из соотношений созданной методики.

Полученные соотношения параметров модели и натуре приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ п/п	Наименование параметра	Расчетное соотношение параметров
1	Линейные размеры	$L_{\text{м}} = L_{\text{н}}/n; D_{\text{м}} = D_{\text{н}}/n$
2	Объем бака	$V_{\text{м}} = V_{\text{н}}/n^3$
3	Расход компонента из бака	$\dot{V}_{\text{м}} = \dot{V}_{\text{н}}/n^3$
4	Температура газа наддува на входе в бак	$T_{\text{вх.м}} = T_{\text{вх.н}}$
5	Удельный аэродинамический тепловой поток	$q_{\text{аэрм}} = q_{\text{аэрн}}/n$
6	Толщина стенки бака	$\delta_{\text{м}} = \delta_{\text{н}}/n$
7	Расход газа на наддув	$\dot{m}_{\text{им}} = \dot{m}_{\text{ин}}/n^3$
8	Рабочий запас газа наддува	$m_{\text{им}} = m_{\text{ин}}/n^3$

### Выводы из данного исследования

Создана методика физического моделирования параметров СН несущих топливных баков ДУ ракет-носителей на активном участке траектории полета на уменьшенных моделях. Учтены все основные влияющие факторы применительно к горячему наддуву топливных цилиндрических несущих баков на активном участке траектории полета. Методика реализуема на существующей стендовой базе.

### Список литературы

- 1 НАСА запускает программу создания частных пилотируемых кораблей [Электронный ресурс] / – Режим доступа: <http://ebul.ru/dl/digest-046f.pdf>. – 28.01.2014.
- 2 Соколов А. Исследование РБК : Россия проигрывает космическую гонку Китаю [Электронный ресурс] / А. Соколов, И. – Режим доступа: <http://top.rbc.ru/economics/30/06/2014/933404.shtml>. – 30.06.2014 .
- 3 «Протон-М» ждет серьезная конкуренция с американской Falcon 9 [Электронный ресурс] /

- Режим доступа: <http://topwar.ru/37566-proton-m-zhdet-sereznaya-konkurenciya-s-amerikanskoj-falcon-9.html/> – 2.12.2013.
4. Дегтярев А.В. Ракета космического назначения сверхмалого класса / А. В. Дегтярев, А. П. Кушнарев // Космическая техника. Ракетное вооружение : сб. науч.-техн. ст. ГKB «Южное». – 2014. – № 1. – С. 14–20.
  5. Пути повышения надежности и безопасности эксплуатации ракетных комплексов / Ю. А. Митиков, В. А. Антонов, М. Л. Волошин, А. И. Логвиненко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 3 (90). – С. 87–90.
  6. Беляев Н. М. Системы наддува топливных баков ракет / Н. М. Беляев. – М. : Машиностроение, 1976. – 335 с.
  7. Ring Elliot. Rocket Propellant and Pressurization Systems / Elliot Ring. – Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, N.J. – 1964. – 404 p.
  8. Григорьев В. А. Кипение криогенных жидкостей [Текст] / В. А. Григорьев, Ю. М. Павлов, Е. В. Аметистов. – М. : Энергия, 1977. – 289 с.

Поступила в редакцию 22.06.2015

**Мосейко В.О., Митіков Ю.О. Фізичне моделювання внутрішньобакових процесів рухових установок ракет-носіїв**

*Розроблено методику фізичного моделювання процесів, що відбуваються всередині паливних баків рухових установок ракет-носіїв. Враховано всі основні впливові фактори, в тому числі аеродинамічний нагрів палива. Основні припущення - час наддування, газ наддування, його температура, компонент палива, матеріал стінок бака на моделі і натурі однакові. Методика враховує можливості сучасної стендової бази. Вона дозволяє істотно спростити, прискорити і здешевити впровадження нових перспективних рішень по наддуванню паливних баків.*

**Ключові слова:** системи наддування, фізичне моделювання, аеродинамічний нагрів, спрощення відпрацювання.

**Moseyko V., Mitikov Yu. Rocket internal fuel tank processes physical modelling methodology has been implemented**

*All main factors including aerodynamic fuel heating are taking into account. Main assumptions that pressurization time, pressurization gas, its temperature, fuel component, tank material are same both for testing and production environments. Methodology takes scope of modern stands into account. It allows to simplify, speed up, and reduce costs of new perspective tank pressurization solutions enrolment.*

**Key words:** pressurization systems, physical modelling, aerodynamic heating, tests simplifying.

УДК 539.3

**Д-р техн. наук А. С. Каиров, С. А. Моргун***Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, г. Николаев*

## НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ ОХЛАЖДАЕМЫХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

*Изложена методика исследований напряженно-деформированного состояния охлаждаемых рабочих лопаток турбомашин. С использованием метода конечных элементов разработана уточненная математическая модель охлаждаемой лопатки. Приведены результаты расчета максимальных динамических напряжений в охлаждаемой лопатке турбины в зависимости от изменения геометрических параметров полости ее пера. Результаты расчетов указаны в сравнении с результатами эксперимента, а также данными, полученными с помощью пакета программ ANSYS.*

**Ключевые слова:** охлаждаемые лопатки, метод конечных элементов, максимальные динамические напряжения, экспериментальные данные.

### Введение

В современных условиях развития турбостроения преобладающей является тенденция увеличения мощности перспективных турбоагрегатов. Для обеспечения требуемого уровня надежности разрабатываемых турбомашин необходимо решить ряд задач механики деформируемого твердого тела. Одной из них является исследование напряженно-деформированного состояния (НДС) лопаточного аппарата, как одного из наиболее нагруженных узлов. Изучению вопросов, связанных с вибропрочностью систем рабочих лопаток турбомашин посвящен ряд работ [1–5]. Основные методы расчета напряженно-деформированного состояния как отдельных лопаток, так и рабочих колес турбин в рамках стержневой теории приведены в работах [1, 5]. Однако, таким методикам присущ важный недостаток – лопатки рассматриваются как закрученные нерастяжимые и жестко закрепленные в диске стержни переменного поперечного сечения, совершающие вынужденные колебания в одной из главных плоскостей изгиба. Поэтому в рамках стержневой теории невозможно учесть влияние на НДС конструкции бандажной полки, геометрии охлаждающих каналов, радиусов скругления входной и выходной кромок лопатки. Более широкие возможности для исследования НДС как отдельных рабочих лопаток турбомашин, так и их систем представляет использование трехмерных математических моделей, полученных с применением метода конечных элементов (МКЭ) [2, 3, 5]. Однако, для комплексного учета влияния различных геометрических параметров и конструктивных неоднородностей требуется проведение

дальнейших исследований с использованием уточненных математических моделей на основе МКЭ.

**Целью работы** является исследование влияния геометрических характеристик полости пера охлаждаемых лопаток на их напряженно-деформированное состояние под действием динамических нагрузок.

### Изложение основного материала

Исследуемый венец охлаждаемых лопаток турбины рассматривается как циклически симметричная система и может быть представлен в виде совокупности секций, каждая из которых включает в себя собственно лопатку, соответствующий ей сектор диска и демпферную связь либо бандажную полку [5, 6]. При решении задачи о напряженно-деформированном состоянии охлаждаемых лопаток турбомашин методом конечных элементов целесообразно использовать вариационный принцип Лагранжа [6]:

$$\frac{\partial L}{\partial q_i} - \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) = 0 \quad i = (1, \dots, n), \quad (8)$$

где  $L = \Pi - T$  – функция Лагранжа;  
 $\Pi$  – потенциальная энергия деформации элемента;  
 $T$  – кинетическая энергия вынужденных колебаний элемента;  
 $q_i$  – обобщенная координата  $i$ -го узла;  
 $n$  – число узлов элемента.

Для применения к рассматриваемой задаче зависимости (1) необходимо использовать следующие формулы для вычисления кинетичес-

кой энергии колебаний (2) и потенциальной энергии деформации (3):

$$T = \frac{1}{2} \iiint_V \rho [(\delta_X)^2 + (\delta_Y)^2 + (\delta_Z)^2] dXdYdZ, \quad (2)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_V [\sigma_X(\varepsilon_X - \varepsilon_{X0}) + \sigma_Y(\varepsilon_Y - \varepsilon_{Y0}) + \sigma_Z(\varepsilon_Z - \varepsilon_{Z0}) + \tau_{XY}\gamma_{XY} + \tau_{XZ}\gamma_{XZ} + \tau_{YZ}\gamma_{YZ}] dXdYdZ. \quad (3)$$

где  $\delta_X, \delta_Y, \delta_Z$  – компоненты вектора обобщенных перемещений  $\{\delta\}$  узлов секции;

$\varepsilon_X, \varepsilon_Y, \varepsilon_Z, \gamma_{XY}, \gamma_{XZ}, \gamma_{YZ}$  – компоненты матрицы упругих деформаций;

$\varepsilon_{X0}, \varepsilon_{Y0}, \varepsilon_{Z0}$  – компоненты матрицы тепловой деформации.

Матрицы тепловой  $\{\varepsilon_0\}$  и упругих деформаций  $\{\varepsilon\}$  имеют следующую структуру:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_X \\ \varepsilon_Y \\ \varepsilon_Z \\ \gamma_{XY} \\ \gamma_{XZ} \\ \gamma_{YZ} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial \delta_X}{\partial X} \\ \frac{\partial \delta_Y}{\partial Y} \\ \frac{\partial \delta_Z}{\partial Z} \\ \frac{\partial \delta_X}{\partial Y} + \frac{\partial \delta_Y}{\partial X} \\ \frac{\partial \delta_X}{\partial Z} + \frac{\partial \delta_Z}{\partial X} \\ \frac{\partial \delta_Y}{\partial Z} + \frac{\partial \delta_Z}{\partial Y} \end{Bmatrix}; \{\varepsilon_0\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_{X0} \\ \varepsilon_{Y0} \\ \varepsilon_{Z0} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \alpha^T T \\ \alpha^T T \\ \alpha^T T \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}, \quad (4)$$

где  $T$  – температура набегающего на лопатку газового потока.

Тогда с учетом (1–4) матрица напряжений секции  $\{\sigma\}$  имеет вид [6]:

$$\{\sigma\} = [D_\sigma] (\{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\}), \quad (5)$$

где  $D_\sigma$  – матрица упругих постоянных [7].

Таким образом, на основе (1–5) может быть получено поле напряжений для всех составляющих рассматриваемой секции венца, а с учетом свойств циклической симметрии и для всего рассматриваемого лопаточного венца. Использование данной математической модели также позволяет проводить исследование распределения напряжений для любой формы колебаний, так как при вычислении обобщенных перемещений в рассмотрение можно принять любую  $k$ -ю гармонику возмущающей переменной газодинамической силы.

### Основные результаты и их анализ

Для подтверждения адекватности разработанной математической модели приведены результаты расчета максимальных вибронпряжений, возникающих при вынужденных коле-

баниях в охлаждаемых лопатках турбины, в сравнении с результатами эксперимента, а также с данными, полученными с использованием пакета прикладных программ ANSYS. Исследуется влияние геометрических характеристик полости лопатки турбины, основные из которых приведены на рис. 1. Высота рассматриваемых лопаток  $l = 135$  мм; материал – жаропрочная сталь СМ88У-ВИ (плотность материала  $\rho = 8100$  кг/м<sup>3</sup>, модуль Юнга  $E = 1,79 \cdot 10^6$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,3$ , удельная теплоемкость  $C_T = 462$  Дж/(кг\*°С); коэффициент теплопроводности  $\lambda_t = 28$  Вт/(м\*°С); коэффициент температурного расширения  $\alpha^T = 12,3 \cdot 10^{-6}$  1/°С).

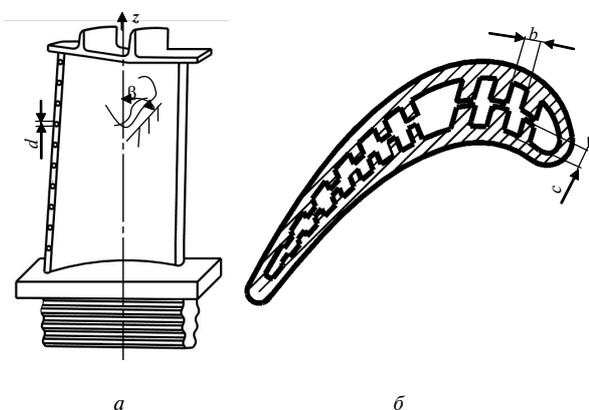


Рис. 1. Рассматриваемые геометрические характеристики полости охлаждаемой лопатки турбины:

$a$  – вид лопатки со стороны корыта;  $b$  – поперечное сечение пера

Исследуется влияние таких параметров полости лопатки, как диаметр ( $d$ ) и число ( $q$ ) отверстий по выходной кромке для выхода охлаждающего воздуха; высота ( $c$ ) и толщина стенок охлаждающих каналов ( $b$ ), а также угол наклона стенок охлаждающих каналов к оси лопатки  $z$  ( $\beta$ ). Ниже в табл. 1–5 приведены основные результаты. Методика проведения эксперимента по определению параметров напряженно-деформированного состояния конструктивно неоднородных рабочих лопаток турбомашин приведена в работе [8].

Анализ табл. 1–5 свидетельствует о том, что с повышением числа отверстий для выхода охлаждающего воздуха величина максимальных динамических напряжений в лопаточном венце возрастает (табл. 2). Это объясняется тем, что с возрастанием числа отверстий снижается жесткость пера лопатки, а, следовательно, увеличивается его деформация и величина напряжений в нем. Аналогично может быть объяснено и повышение напряжений в связи с увеличе-

нием диаметра отверстий (табл. 5). При изучении влияния таких характеристик полости охлаждаемой лопатки, как стенки каналов, целесообразно их рассматривать в качестве системы ребер жесткости стрингерного типа для оболочечной конструкции. Исходя из этого допущения, можно сделать вывод, что увеличение высоты стенок в поперечном сечении приводит к возрастанию жесткости пера лопатки и, как следствие, к снижению напряжений в нем (табл. 3). Возрастание угла  $\beta$  (табл. 4) также уменьшает величину напряжений, так как в этом случае происходит постепенный переход от аналогии со стрингерами к аналогии с ребрами жесткости кольцевого типа, что, в свою очередь, увеличивает изгибную жесткость всей лопатки. Однако величина угла наклона стенок охлаждающих каналов к оси лопатки  $\zeta$  строго регламентируется технологической документацией на производство лопаток. Увеличение толщины стенок каналов (табл. 1) вызывает снижение напряжений в пера лопатки, так как в этом случае возрастает и площадь поперечного сечения стенок каналов, что приводит к повышению жесткости лопатки в целом.

**Таблица 1** – Зависимость максимальных динамических напряжений в охлаждаемой лопатке турбины от толщины стенок каналов  $b$

Толщина стенок охлаждающих каналов $b$ , мм	Напряжения $\sigma_{\max}$ , МПа	
	Расчетные данные	Эксперимент
1,5	281,4	239
2,0	271,8	232
2,5	260,5	225
3,0	254,2	217

**Таблица 2** – Зависимость максимальных динамических напряжений в охлаждаемой лопатке турбины от числа охлаждающих отверстий по выходной кромке лопаток  $q$

Число отверстий $q$ , шт	Напряжения $\sigma_{\max}$ , МПа	
	Расчетные данные	Расчет с использованием пакета ANSYS
1	261,8	249
2	265,4	253
4	271,9	259
6	277,1	264
8	284,5	271
10	294,5	280

**Таблица 3** – Зависимость максимальных динамических напряжений охлаждаемого лопаточного венца от высоты стенок охлаждающих каналов  $c$

Высота стенок каналов $c$ , мм	Напряжения $\sigma_{\max}$ , МПа	
	Расчетные данные	Расчет с использованием пакета ANSYS
5,0	294,2	280
10,0	268,7	256
15,0	247,4	236

**Таблица 4** – Зависимость частот колебаний лопатки турбины от угла наклона стенок охлаждающих каналов  $\beta$  к оси лопатки  $\zeta$

Угол наклона стенок каналов $\beta$ , град	Напряжения $\sigma_{\max}$ , МПа	
	Расчетные данные	Эксперимент
0	293,5	267
5	286,4	260
10	271,9	247
15	288	240

**Таблица 5** – Зависимость максимальных динамических напряжений охлаждаемого лопаточного венца от диаметра охлаждающих отверстий по выходной кромке  $d$

Диаметр отверстий $d$ , мм	Напряжения $\sigma_{\max}$ , МПа	
	Расчетные данные	Эксперимент
0,2	270,6	253
0,3	278,1	260
0,5	290,4	271

**Заключение**

С использованием метода конечных элементов (МКЭ) решена задача расчета величины максимальных динамических напряжений в охлаждаемых лопатках, возникающих вследствие воздействия на них динамических нагрузок. Для решения данной задачи на основе метода конечных элементов разработана уточненная математическая модель лопатки с учетом элементов полости пера, позволяющая в достаточно полной мере учитывать ее конструктивную неоднородность. Это, в свою очередь, дает возможность проводить исследования для различных типов конструкций охлаждаемых лопаток турбомашин и оптимизировать их прочностные характеристики. Не менее важным является и то обстоятельство, что при расчете напряженно-деформированного состояния учитываются не только механические, но и температурные деформации. Анализ

полученных результатов подтверждает адекватность представленной модели и указывает на то, что она может быть использована для исследования колебаний венцов лопаток турбомашин, имеющих отклонения от циклической симметрии.

#### Список литературы

1. Биргер И. А. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра. — М. : Машиностроение, 1981. — 232 с.
2. Воробьев Ю. С. Колебания лопаточного аппарата турбомашин / Ю. С. Воробьев. — К. : Наук. думка, 1988. — 224 с.
3. Журавлева А. М. Расчет вынужденных колебаний лопаточных венцов с замкнутыми на круг связями в неоднородном потоке / А. М. Журавлева, Е. П. Петров // Динамика и прочность машин. — Вып. 34. — М., 1981. — С. 57–61.
4. Зайдельман Р. Л. Надежность лопаточного аппарата паровых турбин / Р. Л. Зайдельман. — М. : Энергия, 1978 — 226 с.
5. Костюк А. Г. Динамика и прочность турбомашин. — М. : Машиностроение, 1982. — 264 с.
6. Каиров А. С. Исследование колебаний диска с венцом рабочих лопаток турбомашин как циклически симметричной системы в поле центробежных сил / А. С. Каиров, С. А. Моргун // Вісник двигунобудування. — 2013. — №. 1. — С. 34–37.
7. Зенкевич О. К. Метод конечных элементов в технике / О. К. Зенкевич. — М. : Мир, 1978. — 519 с.
8. Каиров А. С. Экспериментальное исследование переменных вибронапряжений в рабочих лопатках турбомашин / А. С. Каиров, С. А. Моргун // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Міжнародний зб. наук. праць ДонНТУ. — Донецьк : Технополіс. — 2013. — Вип. 45. — С. 76–80.

Поступила в редакцию 11.03.2015

#### **Каиров А.С., Моргун С.О. Напряжено-деформированный стан охладжуемых рабочих лопаток турбомашин под действием динамического навантажения**

*Викладено методику досліджень напружено-деформованого стану охолоджуваних робочих лопаток турбомашин. З використанням метода кінцевих елементів розроблено уточнену математичну модель охолоджуваної лопатки. Наведено результати розрахунку максимальних динамічних навантажень в охолоджуваній лопатці в залежності від зміни геометричних параметрів порожнини її пера. Результати розрахунків вказані в порівнянні з результатами експерименту, а також з даними, отриманими за допомогою пакету програм ANSYS.*

**Ключові слова:** охолоджувані лопатки, метод кінцевих елементів, максимальні динамічні навантаження, експериментальні дані.

#### **Kairov A., Morgun S. The cooled turbomachinery blades systems stress and deformation state under vibration load investigation**

*The new more correct model of turbomachinery blades systems stress and deformation state under vibration load analysis is given. The foregoing model was formed by the usage of finite elements method. The results of cooled turbine blade maximal dynamic stress calculation have also been attached in comparison with experimental data and results, obtained by ANSYS program usage.*

**Key words:** cooled turbomachinery blades, finite elements method, maximal dynamic stress, experimental data.

УДК 621.45

**Канд. техн. наук В. С. Чигрин, Ф. Мохаммадсадеги***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СТУПЕНИ ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА

*Рассмотрена динамика потери газодинамической устойчивости ступени компрессора, выполнены экспериментальные исследования по выявлению информативных критериев обнаружения предпомпажного режима. Обоснована необходимость разработки и внедрения систем автоматического регулирования предупреждения помпажа компрессора ГТД. Сформулированы основные направления по разработке систем предупреждения помпажа компрессора, главными из которых являются выявление информативных признаков зарождения помпажа и разработка автоматических систем его предупреждения.*

**Ключевые слова:** *неустойчивая работа ГТД, компрессор ГТД, помпаж, вращающийся срыв, система предупреждения помпажа.*

### Введение и постановка задачи

В практике эксплуатации авиационной техники среди сравнительно частых причин отказов происходит нарушение устойчивой работы ГТД, что сопровождается аварийными ситуациями. Нестационарность потока воздуха на входе в компрессор авиационного двигателя может возникнуть по различным причинам, например, из-за кривой обдувки воздухозаборника при полете самолета со скольжением, несимметричного потока воздуха на входе в двигатель при боковом ветре, изменения режима работы двигателя, маневра самолета или вертолета, попадания самолета или вертолета в зону турбулентности, отказов топливной автоматики, попадания струи горячих газов на вход в двигатель от предыдущего самолета при рулении или при полете парой и др. Наиболее типичные формы газодинамической неустойчивости – вращающийся срыв и помпаж компрессора. Несмотря на достигнутые успехи в изучении этих сложных явлений, разработка мер по предотвращению помпажа и вращающегося срыва в ГТД остается актуальной. Для самолета или вертолета, имеющего в составе вооружения управляемые ракеты (УР) или блоки орудий для пуска неуправляемых ракет (НАР), которые расположены вблизи воздухозаборников двигателей, потеря газодинамической устойчивости (помпаж) возникает при попадании на вход в двигатель струи горячего газа из сопла ракеты (рис. 1). Факел НАР С-8 на расстоянии пяти метров от пусковой установки имеет диаметр не менее метра [1], таким образом, при нахождении ракеты на расстоянии 8...10 м от пусковой установки (через 0,15...0,18 с после пуска ракеты) горячие газы уже попадают в воздухозаборник двигателя [2].

Увеличение температуры на входе в двигатель приводит к резкому снижению расхода воздуха в компрессоре, изменению треугольников скоростей потока на входе в лопаточный венец и срывному обтеканию профиля лопатки с дальнейшим развитием срыва и помпажа.



**Рис. 1.** Пуск НАР с вертолета  
(<http://www.interfax.ru/photo/2001/23442>)

Для вертолета наиболее опасным является режим пусков ракет с малой высоты в режиме висения. При попадании в воздухозаборник ГТД газовой струи ракетного двигателя падает плотность воздуха, поступающего в ГТД, и его расход через двигатель. При срабатывании противопомпажной системы резко уменьшается мощность на валу двигателя, а у экипажа не остается резерва времени для восстановления работы двигателя и запаса высоты для посадки вертолета на режиме авторотации.

Как показано в работе [1], основным фактором, определяющим уровень скорости возрастания температуры на запас газодинамической устойчивости компрессора, является не длительность воздействия, а интенсивность роста температуры

на входе в двигатель по времени  $\Delta T_1 / \Delta t$ . Помпаж компрессора происходит при интенсивности возрастания температуры  $\Delta T_1$  по времени 2000...3000 град/с. За время 0,05 с это соответствует повышению температуры всего на 100...150 °С, что реально при попадании горячих газов в воздухозаборник двигателя при пусках ракет.

На рис. 2 показано изменение основных параметров потока в двигателе при пуске ракеты с вертолета.

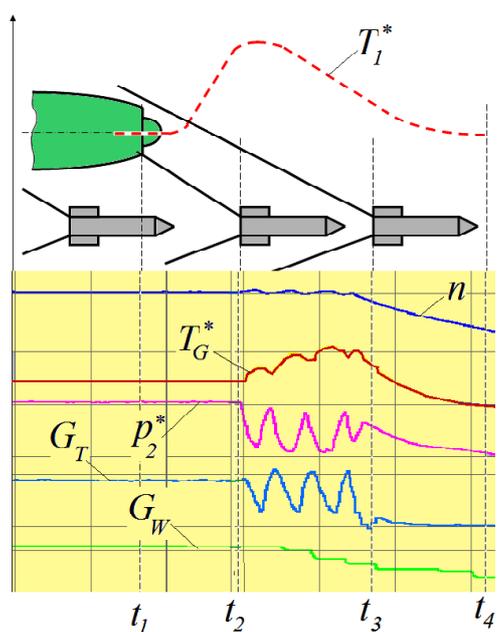


Рис. 2. Характер изменения параметров потока при помпаже:

$\Delta T_1$  – температура воздуха на входе в двигатель;  
 $n$  – частота вращения ротора;  $T_G^*$  – температура газа перед турбиной;  $p_2^*$  – давление воздуха за компрессором;  $G_T$  – расход топлива;  $G_W$  – секундный расход воздуха через двигатель

Время  $t_1$  соответствует выходу ракеты из пусковой установки. В момент времени  $t_2$  резко повышается температура газа перед турбиной, возникают пульсации давления воздуха за компрессором, снижается расход воздуха через двигатель и начинается помпаж компрессора. Автоматика двигателя регулирует подачу топлива в камеру сгорания в соответствии с расходом воздуха. В момент времени  $t_3$  по пульсациям давления воздуха за компрессором срабатывает противопомпажная защита и резко уменьшает подачу топлива в камеру сгорания. Происходят падение частоты вращения ротора и быстрое снижение мощности двигателя. В момент времени  $t_4$

по команде противопомпажной системы двигатель выключился.

Испытания показали, что помпаж компрессора развивается за время порядка 0,2 с. Практически все существующие алгоритмы защиты осевого компрессора от помпажа рассчитаны не на предупреждение возникновения неустойчивости в компрессоре, а на парирование уже начавшегося помпажа. Из-за этого защищенность силовой установки летательного аппарата от помпажа двигателя не может быть надежно обеспечена. Для его парирования выполняются поворот лопаток направляющих аппаратов, перепуск воздуха из-за неустойчиво работающих ступеней, уменьшение подачи топлива в камеру сгорания до уровня режима малого газа или полной отсечки подачи топлива, что приводит к существенному уменьшению тяги (мощности) ГТД.

Помпажные явления приводят к выходу из строя лопаток компрессора, перегреву лопаток турбины, низкочастотной вибрации, осевому перемещению ротора, выходу из строя опор и уплотнений и, как следствие, к динамическим напряжениям, во много раз превосходящим напряжения, на которые рассчитывалась конструкция двигателя.

Помпажу всегда предшествует вращающийся срыв, возникающий в результате возмущений потока на входе в компрессор или выходе из него [3].

Известны два основных механизма порождения срыва:

- вращающееся длинноволновое синусоидальное возмущение осевой скорости (модальная волна);
- местное (пиковое) возмущение, быстро развивающееся от первоначального размера и охватывающее несколько межлопаточных каналов.

Выполненное численное моделирование [4] основано на решении системы уравнений Навье-Стокса в дифференциальной форме, осредненных по Рейнольдсу. В качестве инструмента использован программный пакет ANSYS CFX 14.0, принцип действия которого основан на методе конечных объемов при неявном алгоритме интегрирования. Рассматривалось течение теплопроводного сжимаемого вязкого турбулентного газа. Для выполнения поставленной задачи использован программный пакет CAE класса, а также дополнительные турбоинструменты на базе единой рабочей платформы.

Одно из важных свойств межлопаточного течения в ступени осевого компрессора – радиальное равновесие течений по высоте межлопаточного канала. На расчетном режиме каждое сечение ориентировано по отношению к потоку оптимальным образом. Если расход воздуха изменяется, то расчетные условия нарушаются, и

местные сечения лопатки оказываются в очень разных условиях.

Моделирование показало, что на устойчивых режимах работы происходит практически бесрывное обтекание профиля. При приближении к границе устойчивости на спинке профиля возникает вращающийся срыв потока, а по высоте пера появляются линии тока. При переходе границы устойчивости возникают обратное течение воздуха (помпаж) и интенсивные радиальные течения воздуха в межлопаточном канале.

Практическую ценность результатов моделирования представляет не информация о кинематическом состоянии потока в каждой точке тракта компрессора, а возможность определения моментов возникновения срыва и перерастания его в помпаж, что позволяет использовать упрощенные модели течения в межлопаточном канале.

**Результаты экспериментальных исследований**

На лабораторной установке, представляющей собой ступень осевого компрессора, вращающуюся с частотой 2500 об/мин, на вход кратковременно подавался горячий воздух. Пульсации давления регистрировались за рабочим колесом (рис. 3).

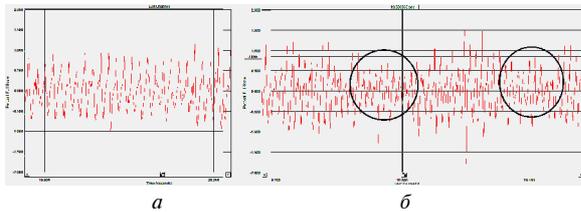


Рис. 3. Пульсации давления за рабочим колесом ступени осевого компрессора: а – устойчивая работа; б – при подаче горячего воздуха

При устойчивой работе ступени отмечаются пульсации давления с практически постоянной амплитудой с частотой прохождения рабочих лопаток. При подаче горячего воздуха появляются кратковременные уменьшения и увеличения амплитуды с частотой 9 Гц, соответствующей возникновению помпажа. При этом снижение запаса устойчивости сопровождается изменением амплитуд высших лопаточных составляющих (2-й – 5-й) относительно первой составляющей на 6...9 дБ, что подтверждает результаты исследований, приведенные в [5].

Колебания давления при срыве и помпаже, строго говоря, являются негармоническими. Тем не менее, такой колебательный процесс можно обработать с помощью скользящего БПФ, идентифицируя срывной процесс по изменению спектральных составляющих в определенных диапазонах частот (рис. 4).

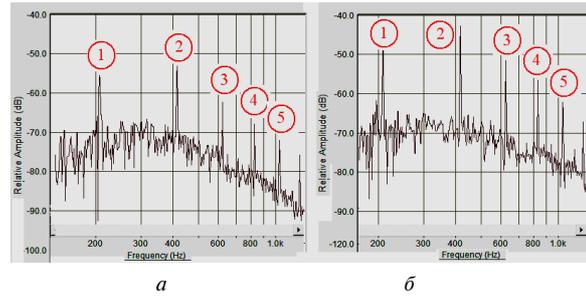


Рис. 4. Спектральное разложение сигнала пульсаций давления (номераи указаны лопаточные частоты): а – устойчивая работа; б – срывное течение

Увеличение этих составляющих может быть использовано для формирования сигнала о возникновении срыва или помпажа. Однако техническая реализация метода выявления нестационарных течений в осевом компрессоре, основанного на использовании датчиков статического давления потока для ГТД с высокими частотами вращения ротора потребует применения дорогостоящих датчиков высокочастотной пульсации статического давления потока (10...15 кГц) и соответствующей аппаратуры, позволяющей надежно регистрировать диагностическую компоненту в широкополосном пульсационном сигнале на фоне шумов от общей неравномерности потока в режиме реального времени, что является сложной технической проблемой [6].

В качестве другого источника информации можно использовать вибрации корпуса, возникающие от вращающегося срыва. Вращающийся срыв возникает на нерасчетных режимах работы компрессора и характеризуется локальным падением давления в одной или нескольких зонах проточной части компрессора (рис. 5). Это вызывает срывное обтекание рабочих лопаток и вибрацию корпуса двигателя.

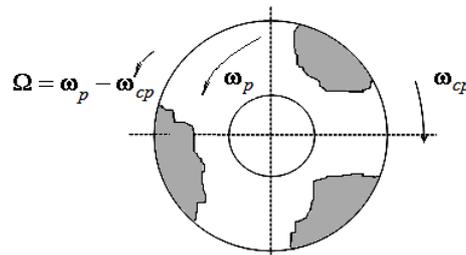


Рис. 5. Зоны возникновения вращающегося срыва

Зоны срыва движутся по окружности в направлении, противоположном направлению вращения ротора, со скоростью  $\omega_{cp} < \omega_p$  (то есть относительно неподвижного наблюдателя зоны движутся в направлении вращения ротора со скоростью  $\Omega = \omega_p - \omega_{cp}$ ).

По уровню и характеру вибрации вращающийся срыв подобен аэродинамическим вибрациям, но он происходит на низких частотах, а его частота не имеет жесткой связи с частотой вращения ротора, что дает возможность выделить частоту срыва на фоне субгармонических вибраций. Появление такой вибрации свидетельствует о возможности развития помпажа в компрессоре.

Величина скорости вращения срыва находится в диапазоне  $(0,3...0,7) \omega_{рот}$  в зависимости от количества рабочих и неподвижных лопаток и относительного диаметра втулки.

Анализируя результаты численного моделирования течений в межлопаточных каналах логично предположить, что при возникновении вращающегося срыва и воздействии пульсирующего потока на корпус через радиально-упорный подшипник должны измениться параметры вибрации корпуса на частоте срыва.

Для подтверждения этого положения проведены экспериментальные исследования по измерению вибраций на электроприводной установке ТМ-01, содержащей полноразмерную ступень осевого компрессора с 20 рабочими лопатками. Частота вращения ротора составляла до 6500 об/мин. Для регистрации вибраций использован акселерометр для прецизионных измерений вибрации KD-35/92045 с коэффициентом передачи  $4,9 \text{ мВ/м}\cdot\text{с}^{-2}$ . Датчик устанавливался на корпусе компрессора на магнит перпендикулярно и параллельно оси вращения ротора. При креплении акселерометра магнитом обеспечивается частотный диапазон регистрации виброускорений до 4 кГц, что удовлетворяет условиям эксперимента. Вибросигнал подавался на компьютер, где записывался и обрабатывался с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Ввод компрессора в состояние неустойчивой работы производился плавным дросселированием потока заслонкой на выходе из компрессора.

Результаты эксперимента показали, что общий уровень вибросигнала в широкой полосе частот при возникновении вращающегося срыва изменяется незначительно и не может служить диагностическим признаком возникновения предпомпажного состояния. Увеличение частоты вращения при дросселировании объясняется раскруткой ротора при уменьшении расхода воздуха и нагрузки на приводной электродвигатель.

На спектрограмме четко выделяются составляющие на лопаточных частотах, уровень которых возрастает на неустойчивых режимах работы.

На рис. 6 приведены фрагменты спектров в диапазоне роторных частот при устойчивой работе компрессора и при вращающемся срыве, полученных спектральным разложением вибросигнала с датчика, установленного по оси компрессора.

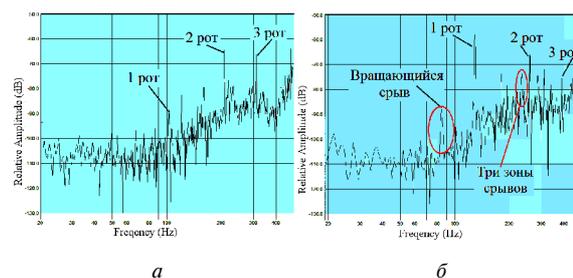


Рис. 6. Спектры вибросигналов:  
а – устойчивая работа; б – вращающийся срыв

В эксперименте срывная гармоника имеет частоту приблизительно 83 Гц, что соответствует  $0,65 \omega_{рот}$ . Срывная гармоника является устойчивой, значительно выделяется на фоне шумов (в экспериментах – выше уровня шумов на 12 дБ), что позволяет использовать ее для диагностики вращающегося срыва.

Для небольших относительных диаметров втулки характерно возникновение нескольких зон срыва, не охватывающих по высоте весь лопаточный канал. В проведенных экспериментах выявлены три срывных зоны (рис. 6, б).

В последнее время для вторичной обработки сигнала с малоинерционных датчиков, имеющего негармоническую (срывную) форму в виде пиков используется Wavelet-преобразование. Однако, как показано в работе [3], время, необходимое для идентификации начинающегося срыва с помощью БПФ составляет около 40 оборотов ротора, а с помощью Wavelet-преобразования – до 400 оборотов. Таким образом, при частоте вращения ротора 12000...18000 об/мин на обработку сигнала БПФ потребуется  $0,13...0,2 \text{ с}$ , что соизмеримо со временем развития срыва в помпаж, а при Wavelet-преобразовании –  $1,3...2 \text{ с}$ , что не позволит своевременно парировать помпаж. Возможным способом обработки таких случайных процессов может быть использование адаптивных полосовых фильтров, настройка которых производится по информации датчика частоты вращения ротора. Как показано в работе [7], время обработки процесса с помощью оптимального адаптивного полосового фильтра может составлять порядка  $0,1 \text{ с}$ , что может позволить своевременно сформировать сигнал на парирование опасного режима.

### Заключение

Существующие противопомпажные системы ГТД включаются в работу уже при развитии помпажа, хотя его предшественник, вращающийся срыв, начинается значительно раньше и может служить информационным критерием для включения его в систему автоматики двигателя. Кроме общего уровня пульсаций давления можно выделить не-

сколько спектральных составляющих вибрации, реагирующих на возникновение и развитие вращающегося срыва – предвестника помпажа.

Повысить надежность срабатывания противопомпажной защиты и полнее использовать возможности газотурбинного двигателя за счет исключения ложных срабатываний системы можно за счет одновременного использования нескольких источников информации, в том числе, спектральных составляющих вибрации корпуса компрессора. Сигнал, получаемый от одного источника, подтверждается (или блокируется) сигналом от другого источника иной физической природы, что исключит ложные срабатывания и повысит надежность работы противопомпажной системы.

#### Список литературы

1. Прокопьев А. Л. Помпаж и самовыключение (заглохание) двигателя вертолета при пуске неуправляемых авиационных ракет из блоков орудий / А. Л. Прокопьев, О. В. Поветкин // Авиационно-космическая техника и технология: Вестник Самарского гос. аэрокосм. ун-та. – 2011. – 3(27). Самара: СГАУ. – С. 257–264.
2. Неуправляемые авиационные ракеты [Электронный ресурс] / – Режим доступа: [http://files.saperka.ru/lans/neupr\\_rakety.pdf](http://files.saperka.ru/lans/neupr_rakety.pdf) – 1.12.2004 г. – С. 441–447.
3. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях / В. Г. Августинович, Ю. Н. Шмотин, А. П. Сипатов и др. – М. : Машиностроение, 2005. – 536 с.
4. Мохаммадсадеги Ф. Моделирование срывных и неустойчивых режимов работы ступени осевого компрессора для диагностики его предпомпажного состояния / Ф. Мохаммадсадеги // Вестник двигателестроения. – 2014. – № 2. – С. 80–83.
5. Варжицкий Л. А. Исследование спектральной модели пульсаций давления в осевом компрессоре для диагностики газодинамической неустойчивости / Л. А. Варжицкий, Ю. В. Киселев, М. К. Сидоренко. – Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Сборник научных трудов. – Куйбышев : КУАИ, 1988. – С. 20–24.
6. Михайлов А. Л. Диагностика автоколебаний рабочего колеса компрессора малоразмерного ГТД [Текст] / А. Л. Михайлов, О. Л. Посадова // Контроль. Диагностика. – № 7. – 2008. – С. 47–50.
7. Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики двигунів: моногр. / Н. І. Бурау, Л. Л. Яцко, О. М. Павловський, Ю. В. Сопілка. – К. : НАУ, 2012. – 152 с.

Поступила в редакцию 11.05.2015

#### **Чигрин В.С., Мохаммадсадегі Ф. Експериментальне дослідження нестійких режимів роботи ступені вісьового компресора**

*Розглянуто динаміку втрати газодинамічної стійкості ступені компресора, виконано експериментальні дослідження по виявленню інформативних критеріїв появи передпомпажного режиму. Обґрунтовано необхідність розробки і впровадження систем автоматичного регулювання попередження помпажу компресора ГТД. Сформульовано основні напрямки з розробки систем попередження помпажу компресора, головними з яких є виявлення інформативних ознак зародження помпажу і розробка автоматичних систем його попередження.*

**Ключові слова:** нестійка робота ГТД, компресор ГТД, помпаж, обертовий зрив, система попередження помпажу.

#### **Chigrin V., Mohammadsadeghi F. Experimental research of unstable modes of stage of axial compressor**

*The paper addresses the dynamics of the gas-dynamic instability of compressor stage and experimental investigations to find the intelligence criterions to detect the beginning of instable operation. The research has proved the necessity to design and implement the automatic surge-preventing systems of GTE compressors. New ways of the automatic surge-preventing systems development were proposed. The major task of the automatic surge-preventing systems is the identification of beginning of the surge.*

**Key words:** Unstable operation of GTE, compressor of GTE, surge, rotation stall, surge preventing system.

**Д-р техн. наук А. В. Белогуб**

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков*

## УТОЧНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ПРОФИЛЯ ЮБКИ ПОРШНЯ

*В работе проведен анализ деформаций юбки поршня для различных режимов работы двигателя от давления в цилиндре, боковой силы и силы инерции при различных смещениях пальцевого отверстия и центра тяжести поршня. Показано, что инерционная составляющая практически не влияет на суммарную деформацию юбки, и практически равное влияние оказывают боковая сила и давление, причем наиболее существенно на деформацию юбки влияет смещение пальцевого отверстия. Показано, что максимальные деформации будут запаздывать относительно максимального давления цикла на 2...6 градусов поворота коленчатого вала.*

**Ключевые слова:** Двигатель внутреннего сгорания, поршень, юбка поршня, профиль, деформации.

### Введение

Предлагаемые разными авторами методики профилирования юбки поршня [1–3] в том числе и предложенная автором в [4], учитывают тепловое и силовое нагружение. По тепловому нагружению принципиальных отличий в подходах к профилированию практически нет, но учет силового нагружения трактуется по-разному: поршень в максимально нагруженном состоянии находится в определенной фазе по углу поворота коленчатого вала (п.к.в.) При этом, как правило, эта фаза соответствует максимальному давлению в цилиндре или максимальной боковой силе с учетом режима по внешней характеристике. Автором в [4] предложено определять деформации от теплового нагружения на режиме максимальной мощности, а силовые деформации – на режиме максимального момента при максимальном давлении в цилиндре. Естественно, что реальный профиль должен быть один для всех режимов работы, и двигатель с таким поршнем должен пройти тест на «беззадирную» работу двигателя.

Современные тонкостенные поршни бензиновых двигателей выполняют несимметричными: с разными площадями опорных площадок юбки на «нагруженной» и «не нагруженной» стороне; смещением центра масс (ЦМ) и оси пальцевого отверстия (ПО) относительно оси поршня с целью снижения механических потерь и шума двигателя. В связи с вышеизложенным особый интерес представляет анализ деформаций поршня от силового нагружения в зависимости от режима работы и фазы цикла (угла п.к.в) и выработка рекомендаций для выбора схемы нагружения поршня при решении задачи профилирования с применением CAD/CAM/CAE пакетов.

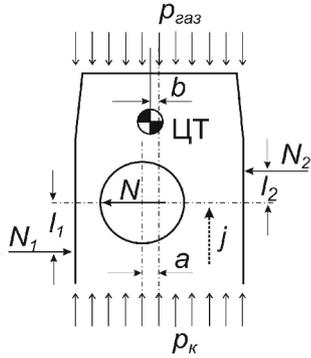
### Цели исследования, постановка задачи

Решение представленной выше проблемы состоит в нахождении режима работы ДВС и фазы цикла, при которых деформации от силовых воздействий будут максимальными. Целью работы является уточнение условий силового нагружения поршня, и проведение численного эксперимента по определению влияния силовых факторов на деформацию юбки поршня с учетом конструктивных факторов, таких как смещение пальцевого отверстия и смещение центра масс. В статье под «деформацией» будем понимать абсолютное отклонение размера.

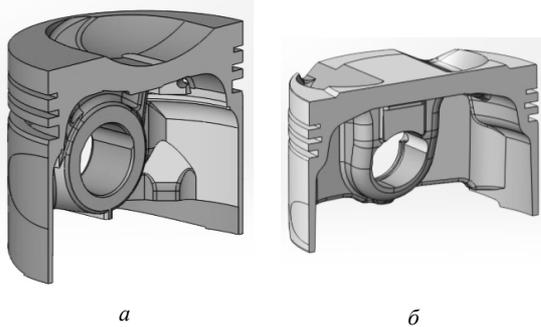
### Описание работы и результаты исследования

Поршень в процессе работы нагружен силами давления газов со стороны камеры сгорания и со стороны картера, силой инерции и реакциями от стенок цилиндра. Тонкостенный поршень бензиновых двигателей рассчитывается на работу в области упругих деформаций. Действие сил и реакций на деформацию юбки будем рассматривать отдельно. На рис. 1 представлена схема нагружения поршня внешними силами. Зная текущие значения давления  $p_{\text{газ}}$  и ускорения  $j$ , и решив совместно уравнения статического и динамического равновесия, можно определить текущие реакции  $N_1$  и  $N_2$ . Необходимо также учесть геометрические (смещение пальцевого отверстия  $a$ , смещение центра тяжести  $b$ ) и массовые параметры поршня, пальца и поступательно движущейся массы шатуна для корректного определения силы  $N$ . Необходимо, также, назначить из конструктивных соображений плечи  $l_1$ ,  $l_2$  приложения реакций  $N_1$ ,  $N_2$ . Для расчета  $N_1$  и  $N_2$  разработано программное обеспечение [5], которое широко использовано при проектировании поршня ПАО «АВТРАМАТ» [6].

В качестве объекта исследования выбраны два поршня (рис. 2) – ВАЗ-21083-1004015 (двигатель ВАЗ-21083, разработка 80-х годов XX столетия) и ВАЗ-11194-1004015М-У (двигатель ВАЗ-11194, разработка 2011 года).



**Рис. 1.** Схема силового нагружения поршня:  $p_{газ}$  – давление в цилиндре,  $p_к$  – давление в картере,  $j$  – ускорение поршня,  $N$  – реакция от поршневого пальца на бобышку,  $N_1, N_2$  – реакции со стороны цилиндра на юбку,  $l_1, l_2$  – плечи приложения реакций,  $a$  – смещение пальцевого отверстия,  $b$  – смещение центра тяжести



**Рис. 2.** Трехмерные модели поршней, выбранных для исследования: а – ВАЗ-21083; б – ВАЗ-11194 М-У

Давления в цилиндре рассчитаны в комплексе «Дизель РК» [7] для каждого исследуемого режима.

Геометрические и массовые параметры поршней и других деталей приведены в таблице 1.

**Таблица 1** – Основные геометрические и массовые параметры выбранных для исследования поршней

	21082	ВАЗ-11194
Диаметр поршня, мм	82	76,5
Смещение ПО и ЦМ (из чертежа), мм	1,2	0,8
Масса поршня, кг	0,351	0,214
Масса пальца, кг	0,11	0,07
Расстояние $l_1$ , мм	11	10
Расстояние $l_2$ , мм	5	4

Расстояния  $l_1, l_2$ , (плечи приложения сил) выбираются произвольно, исходя из геометрических возможностей. Практика проектирования показала, что для расчетов желательно использовать как можно большую поверхность юбки. При этом не возникает локальных зон с высокими напряжениями при моделировании напряженного состояния, и профили, получаемые при проектировании, работают без проблем. На рис. 3 показаны графики реакций  $N_1$  и  $N_2$  для поршня ВАЗ-21083 и различных смещений ПО и ЦМ. Из рис. 3 а, б (и других расчетов) видно, что смещение ЦМ практически не влияет на величину и характер реакций, в то время, как изменение смещения ПО существенно влияет как на характер, так и на величину реакций. Приведенные здесь графики изменения плеч приложения реакций показывают существенное влияние на них смещения ПО. По мере уменьшения смещения максимум боковой силы смещается от  $371^\circ$  до  $384^\circ$  п.к.в. (ВМТ –  $360^\circ$  п.к.в.), но и плечо приложения этой силы также изменяется от 11 мм до нуля, что учтено при расчете деформаций.

На рис. 4 показаны графики реакций  $N_1$  и  $N_2$  для поршня ВАЗ-11194 при различных частотах вращения. Показано, что вблизи ВМТ характер и значения реакций практически не изменяются.

Для моделирования деформаций от действия переменных по величине силовых воздействий ( $p_{газ}, P_j, N_1$  и  $N_2$ ) и переменных мест приложения реакций ( $l_1$ , и  $l_2$ ,) был проведен численный эксперимент с твердотельными моделями поршней ВАЗ-21083 и ВАЗ-11194 (рис. 2) для определения удельных деформаций от каждого из влияющих воздействий. В качестве примера на рис. 5, а–в показан характер деформаций поршня ВАЗ-21083 от: а – давления; б, в – боковой силы  $N_1$ ; г – ускорения. Исследования показали, что деформации от реакции  $N_2$  практически не передаются на юбку поршня, что позволило исключить их из дальнейшего анализа. В дальнейшем под деформациями юбки поршня следует понимать изменение диаметра в ее нижнем поясе.

$$\delta_{газ} = 0,0219 p_{газ}, \text{ мм/МПа},$$

$$\delta_{N1} = (0,000117 l_1^2 - 0,00151 l_1 + 0,0412) N_1, \text{ мм/Н},$$

$$\delta_j = -1,094e^{-6} j, \text{ мм/(м/с}^2\text{)},$$

где  $\delta_{газ}, \delta_{N1}, \delta_j$  – деформации от давления, боковой силы и ускорения соответственно;  $j$  – ускорение поршня;

для поршня ВАЗ-11194:

$$\delta_{газ} = 0,0134 p_{газ}, \text{ мм/МПа},$$

$$\delta_{N1} = (0,000393 l_1^2 - 0,00075 l_1 + 0,0206) N_1, \text{ мм/Н},$$

$$\delta_j = -5,77e^{-7} j, \text{ мм/(м/с}^2\text{)}.$$

Суммарная деформация юбки  $\delta_y$ :

$$\delta_y = \delta_{газ} + \delta_{N1} + \delta_j.$$

На рис. 6, 7 приведены графики деформаций поршня ВАЗ -21083, а на рис. 8, 9, 10 и 11 – поршня ВАЗ-11194.

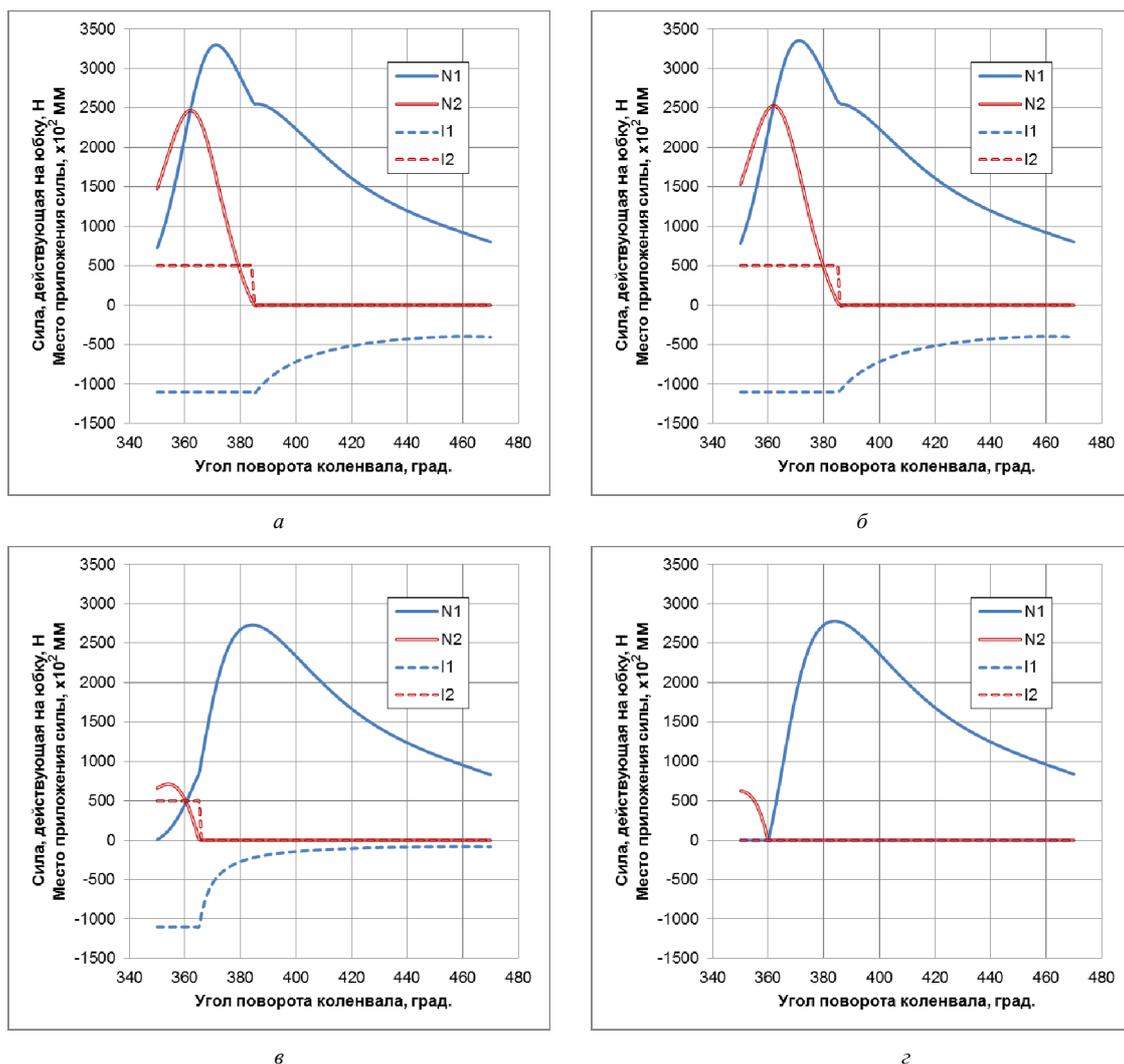


Рис. 3. Графики изменения реакций  $N_1$  и  $N_2$  и плеч приложения этих реакций по углу поворота коленвала при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  (поршень ВАЗ-21083): а – смещение ПО – 1,2 мм, смещение ЦМ – 3 мм; б – смещение ПО и ЦМ – 1,2 мм; в – смещение ПО и ЦТ – 0,25 мм; г – без смещения

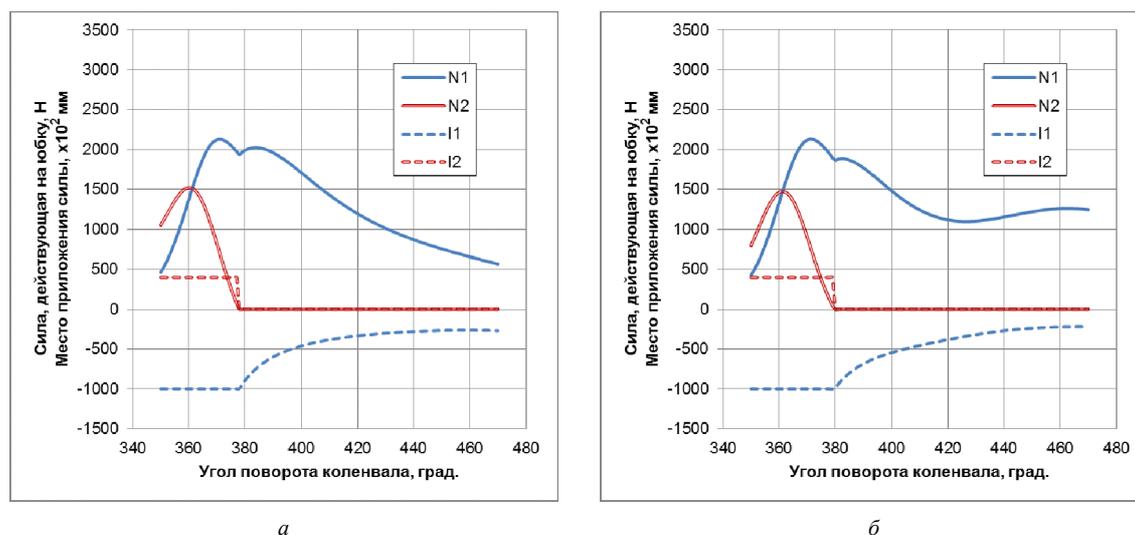


Рис. 4. Графики изменения реакций  $N_1$  и  $N_2$  и плеч приложения этих реакций по углу поворота коленвала при смещении ПО и ЦМ на 0,8 мм (поршень ВАЗ-11194): а –  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$ ; б –  $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$

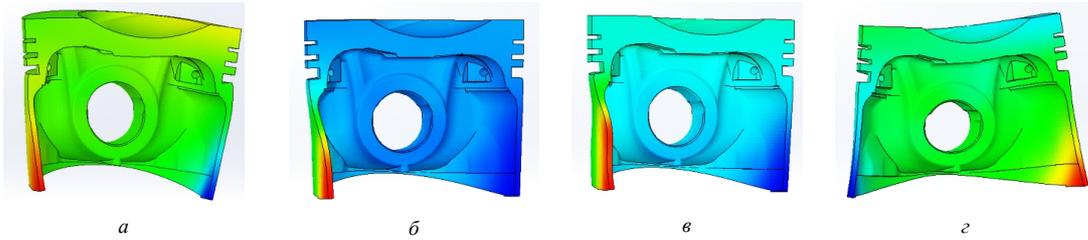


Рис. 5. Характер деформации поршня ВАЗ-21083: а – от давления, б – от боковой силы  $N_1$  при  $l_1 = 11$  мм, в – от боковой силы  $N_1$  при  $l_1 = 0,0$  мм; г – от ускорения (силы инерции)

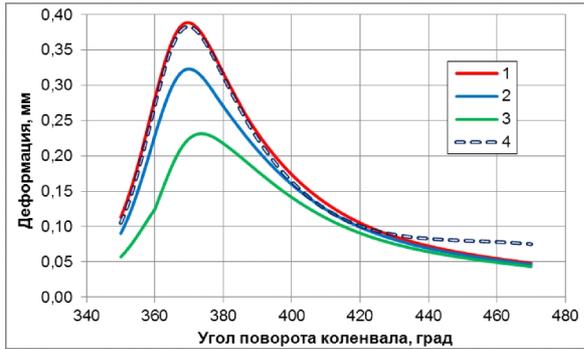


Рис. 6. Суммарные деформации юбки поршня ВАЗ-21083 при изменении смещения ПО и ЦМ ( $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>): 1, 4 – на 1,2 мм, 2 – на 0,8 мм, 3 – без смещения ( $n = 5000$  мин<sup>-1</sup>)

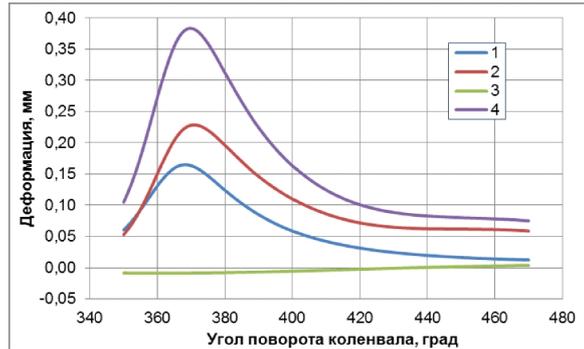


Рис. 7. Деформации юбки поршня ВАЗ-21083 от газовых (график 1), боковых (график 2), инерционных (график 3) и суммарных воздействий (график 4) при  $n = 4000$  мин<sup>-1</sup> и смещении ПО и ЦМ – 1,2 мм

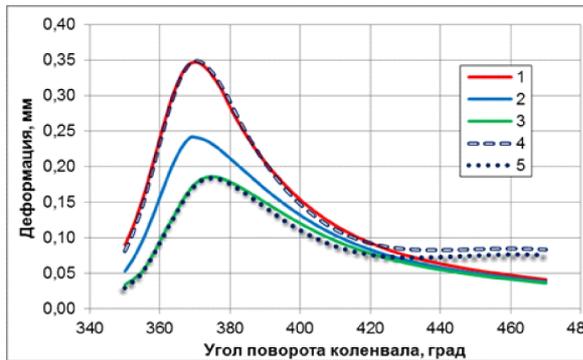


Рис. 8. Суммарные деформации юбки поршня ВАЗ-11194 при изменении смещения ПО и ЦМ на: 0,8 мм (графики 1, 4); 0,4 мм (графики 2) и без смещения (графики 3, 5). Графики 1, 2, 3 –  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>; графики 4, 5 –  $n = 5000$  мин<sup>-1</sup>

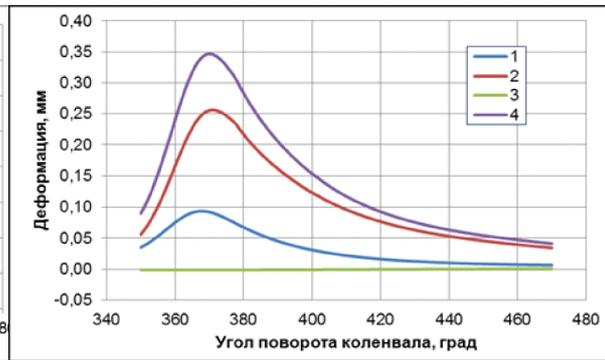


Рис. 9. Деформации юбки поршня ВАЗ-11194 от газовых, боковых, инерционных и суммарных воздействий при  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>, смещения ПО и ЦМ – 0,8 мм. Обозначения графиков как на рис. 7

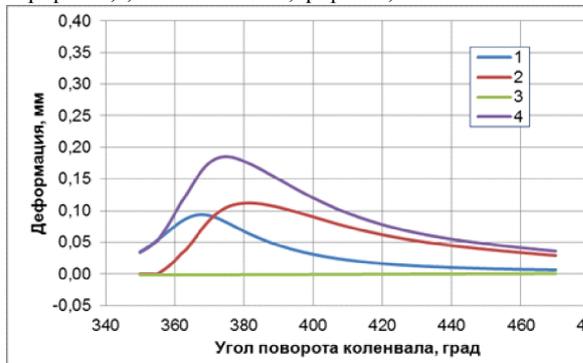


Рис. 10. Деформации юбки поршня ВАЗ-11194 от газовых, инерционных и суммарных воздействий,  $n = 2000$  мин<sup>-1</sup>, без смещения ПО и ЦТ. Обозначения графиков как на рис. 7

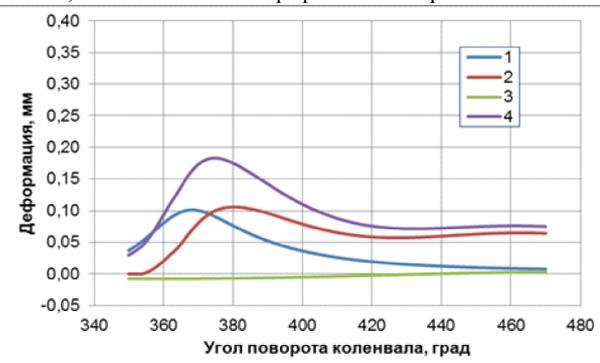


Рис. 11. Деформации юбки поршня ВАЗ-11194 от газовых, боковых, инерционных и суммарных воздействий,  $n = 5000$  мин<sup>-1</sup>, без смещения ПО и ЦТ. Обозначения графиков как на рис. 7

Анализ деформаций юбки поршня показывает, что основное влияние на их величину оказывает «противошумное» смещение ПО. Деформации, ожидаемо, минимальны при нулевом смещении. Частота вращения (ускорение поршня) в исследуемой области режимов – практически не влияет на деформацию в ее максимальных значениях по углу п.к.в. Максимальные деформации по углу п.к.в. от давления газов в цилиндре, естественно, соответствуют максимальному давлению, а от боковой силы – смещаются в сторону более поздних углов с уменьшением смещения ПО и ЦМ (рис. 9, 10). При этом для рассматриваемых примеров максимумы суммарных деформации смещались на 26 п.к.в. по повороту вала относительно максимального давления на 2-х совершенно разных по конструкции и размеру поршнях. В тоже время, величины максимальных деформаций, при уменьшении смещения от указанного в чертеже до нуля, уменьшаются практически в два раза.

#### Выводы и рекомендации

1. Максимальные деформации юбки тонкостенного поршня бензинового двигателя будут на режиме, при котором давление в цилиндре будет максимальным. При этом скоростной режим не вносит сколько-нибудь существенных поправок для рабочих диапазонов скоростных режимов.
2. Угол поворота коленчатого вала, при котором необходимо выбирать силовые условия нагружения, находится на 26 п.к.в. после достижения максимального давления цикла.
3. Суммарные деформации от всех совместно действующих факторов меньше, чем сумма их максимальных значений, что позволит рассчитывать поршень с меньшим запасом по эллипсу.
4. При проектировании следует учитывать положительный допуск на размер смещения пальцевого отверстия ввиду его существенного влияния на деформацию юбки.
5. Профиль поршня для спортивных модификаций штатного двигателя (без смещения ПО) должен отличаться от серийного.

#### Белогуб О.В. Уточнення параметрів силового навантаження для розрахунку профілю юбки поршня

*В роботі проведено аналіз деформацій юбки поршня для різних режимів роботи двигуна від тиску в циліндрі, від бічної сили і сили інерції при різних зміщеннях пальцевого отвору і центру мас. Показано, що інерційна складова практично не впливає на сумарну деформацію юбки, а приблизно рівний вплив мають бічна сила і тиск, причому найбільш істотно на деформацію юбки впливає зміщення пальцевого отвору. Показано, що максимальні сумарні деформації будуть запізнюватися щодо максимального тиску циклу на 2...6 градусів повороту колінчастого валу.*

**Ключові слова:** двигун внутрішнього згорання, поршень, юбка поршня, профіль, деформації.

#### Belogub A. Clarification of parameters of power loading for calculation of profile of skirt of piston

*The paper addresses the analysis of piston skirt strains at different operational modes. Piston skirt is considered to be acted by gas forces in combustion chamber and crankcase, wall force and inertia at different piston center of mass and piston bore offsets. The analysis has shown that inertia does not make any considerable effect, wall force and gas forces affect to the same extent. The piston bore offset plays the key role in piston skirt strains. The total maximum strains lag from maximum pressure crank angle for 2...6 degrees.*

**Key words:** combustion engine, piston, skirt of piston, profile, deformations.

#### Список литературы

1. Профилирование юбок поршней : научное издание / [Б. Я. Гинзбург, Г. Я. Васильченко, Н. С. Судойский, И. А. Цимеринов]. – М. : Машиностроение, 1973. – 89 с.
2. Рождественский Ю. В. Современные конструкции поршней для тепловых двигателей : учеб. пособие / Ю. В. Рождественский, К. В. Гаврилов; Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский. гос. Университет. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 2009. – 50 с.
3. Маслов А. П. Повышение технического уровня дизелей оптимизацией геометрических параметров поршней : дис. канд. техн. наук : 05.04.02 / Маслов Андрей Петрович. – Мин-во образования и науки Российской Федерации, Южно-Уральский. гос. Университет. – Челябинск : Изд-во ЮУрГУ, 1999. – 158 с.
4. Белогуб А. В. Способ оптимизации профиля боковой поверхности поршня ДВС Пат. 2256897 Российская Федерация, МПК7 G01M15/00/ Белогуб А. В. ; заявитель и патентообладатель Открытое акционерное общество «АВТРАМАТ». – № 2003134825/28 ; заявл. 02.12.2003 ; опубл. 20.07.2005, Бюл. № 20.
5. Белогуб А. В. Геометрические и силовые граничные условия при анализе напряженно-деформированного состояния поршней методом конечных элементов / А. В. Белогуб, А. А. Зотов, М. А. Максимова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013. – № 2. – С. 70–75.
6. Белогуб А. В. Поддержка жизненного цикла тонкостенных поршней ДВС на основе технологии интегрированного проектирования и производства / А. В. Белогуб // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3. – С. 27–40.
7. Программный комплекс ДИЗЕЛЬ-РК [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.diesel-rk.bmstu.ru/Rus/>

Поступила в редакцию 02.04.2015

УДК 621.432.3

Канд. техн. наук В. И. Назин

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков

## ВЛИЯНИЕ ДАВЛЕНИЯ ПИТАНИЯ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ РАДИАЛЬНО-УПОРНОГО ГИДРОСТАТОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА СДВОЕННОГО ТИПА

Приведены математические зависимости для определения несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь жидкости на трение в радиально-упорном гидростатодинамическом подшипнике сдвоенного типа. Применены наиболее распространенные и эффективные численные методы для решения основных уравнений, описывающих работу подшипника. Получены расчетным способом основные статические характеристики рассматриваемого подшипника и выполнен анализ этих характеристик при различных значениях давления питания рабочей жидкости. Сделаны выводы по полученным результатам расчета.

**Ключевые слова:** радиально-упорный подшипник, несущая способность, расход рабочей жидкости, потери на трение, статические характеристики, математические зависимости, давление питания, численные методы.

### Введение

Гидростатодинамические подшипники применяются в тех случаях, когда есть возможность подвести к ним рабочую жидкость под большим давлением. Нагрузки, действующие на подшипники в современных машинах, могут быть как радиальными, так и осевыми. Наиболее часто эти нагрузки действуют совместно. Даже если осевые нагрузки отсутствуют, необходимо обеспечивать осевую фиксацию ротора в корпусе. Поэтому, в любой машине для опор роторов, возникает необходимость применения радиально-упорных подшипников и исследования характеристик таких подшипников являются актуальными.

### Теоретические зависимости

В данной работе теория радиально-упорного гидростатодинамического подшипника приведена в статической постановке. В основе определения несущей способности, расхода рабочей жидкости и потерь на трение лежит функция распределения давления в слое рабочей жидкости.

Определение этой функции связано с совместным решением уравнений Рейнольдса и баланса расходов рабочей жидкости.

Запишем баланс расходов из условия равенства расходов по контуру  $i$ -й камеры и расхода через входные компенсирующие устройства для наружной конической и внутренней цилиндрической рабочих поверхностей подшипника, схема которого приведена в работе [1]:

$$Q_{вх1} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4, \quad (1)$$

$$Q_{вх2} = Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} + Q_{14}, \quad (2)$$

где  $Q_{вх1}$  и  $Q_{вх2}$  – расходы через входные компенсирующие устройства, соответственно для камер на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника. Для жиклеров эти расходы записываются в следующем виде:

$$Q_{вх1} = \psi_{вх} \pi r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k1,i})}, \quad (3)$$

$$Q_{вх2} = \psi_{вх} \pi r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{вх} - P_{k2,i})}, \quad (4)$$

где  $\psi_{вх}$  – коэффициент входа, равный  $0,62 \div 0,82$ ;

$r_{ж1}$  и  $r_{ж2}$  – радиусы жиклеров, установленных на входе в камеры;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости;

$P_{вх}$  – давление питания от насоса на входе в камеры перед жиклером;

$P_{k1,i}$  и  $P_{k2,i}$  – давления в камерах, расположенных на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника.

Расходы по контуру  $i$ -й камеры с учетом переносного и градиентного течения рабочей жидкости для наружной и внутренней рабочих поверхностей подшипника запишем в следующем виде:

$$Q_1 = \frac{-\omega h_{1,i} (R_{\text{кам}2}^2 - R_{\text{кам}1}^2)}{4 \sin \alpha} + \frac{h_{1,i}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i-1}) l_{k1} \sin \alpha}{6 \mu k_{x11} (R_{\text{кам}2} - R_{\text{кам}1}) \Delta \varphi_{\text{пер}} (N_{\text{пер}} - 1)},$$

$$Q_2 = \frac{\omega h_{1,i+2} (R_{\text{кам}2}^2 - R_{\text{кам}1}^2)}{4 \sin \alpha} + \frac{h_{1,i+2}^3 (P_{k1,i} - P_{k1,i-1}) l_{k1} \sin \alpha}{6 \mu k_{x12} (R_{\text{кам}1} + R_{\text{кам}2}) \Delta \varphi_{\text{пер}} (N_{\text{пер}} - 1)},$$

$$Q_3 = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{k1,i} - P_{\text{сл}}) R_{\text{кам}1} \Delta \varphi_{\text{кам}}}{12 \mu l_{\text{ПК}} \sin \alpha k_{z1}},$$

$$Q_4 = \frac{h_{1,i+1}^3 (P_{k1,i} - P_{\text{сл}}) R_{\text{кам}2} \Delta \varphi_{\text{кам}}}{12 \mu l_{\text{ПК}} \sin \alpha k_{z1}},$$

$$Q_{11} = \frac{-\omega R_B h_{2,i} l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i-1}) l_{k2}}{12 \mu k_{x21} l_{mk2}},$$

$$Q_{12} = \frac{\omega R_B h_{2,i+2} l_{k2}}{2} + \frac{h_{2,i+2}^3 (P_{k2,i} - P_{k2,i+1}) l_{k2}}{12 \mu k_{x22} l_{mk2}},$$

$$Q_{13} = Q_{14} = \frac{h_{2,i+1}^3 (P_{k2,i} - P_{\text{сл}}) b_{k2}}{12 \mu l_{z2} l_{\text{П}2}},$$

где  $\alpha$  – угол, образующей конуса наружной поверхности подшипника;

$R_{\text{кам}1}$  и  $R_{\text{кам}2}$  – радиусы подшипника в начале камеры и в ее конце;

$\Delta \varphi_{\text{пер}}$  – угловой шаг сетки на перемычках между камерами;

$N_{\text{пер}}$  – число узлов сетки на межкамерной перемычке в окружном направлении;

$\Delta \varphi_{\text{кам}}$  – угловой размер камеры в окружном направлении;

$h_{1,i}$  и  $h_{2,i}$  – зазоры в подшипнике, соответственно на наружной и внутренней рабочих поверхностях;

$\mu$  – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$\omega$  – угловая скорость вращения вала с диском;

$R_B$  – радиус внутренней рабочей поверхности подшипника;

$l_{k1}$ ,  $l_{k2}$  – длины камер наружной конической

и внутренней цилиндрической поверхностей подшипника;

$l_{mk1}$  и  $l_{mk2}$  – длины межкамерных перемычек, соответственно на наружной и внутренней рабочих поверхностях;

$l_{\text{П}1}$  и  $l_{\text{П}2}$  – длины торцевых перемычек на наружной и внутренней рабочих поверхностях;

$P_{\text{сл}}$  – давление рабочей жидкости на сливе из подшипника;

$k_{x11}$ ,  $k_{x12}$ ,  $k_{x21}$ ,  $k_{x22}$ ,  $k_{z1}$ ,  $k_{z2}$  – коэффициенты турбулентности.

Из уравнений баланса расходов (1) и (2) после подстановки выражений для расходов, получаем зависимости для определения давлений в камерах приспособленные для численных расчетов:

$$(P_{k1,i})_{n+1} = a_{10,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{k1,i})_n} - a_{12,i} (P_{k1,i-1})_n - a_{13,i} (P_{k1,i+1})_n - a_{11,i}, \quad (5)$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} = b_{9,i} \sqrt{P_{\text{вх}} - (P_{k2,i})_n} - b_{11,i} (P_{k2,i-1})_n - b_{12,i} (P_{k2,i+1})_n - a_{10,i}. \quad (6)$$

Коэффициенты  $a_{10,i}$ ;  $a_{11,i}$ ;  $a_{12,i}$ ;  $a_{13,i}$ ;  $b_{9,i}$ ;  $b_{10,i}$ ;  $b_{11,i}$ ;  $b_{12,i}$  в процессе итерации остаются постоянными.

Записанные выражения (5) и (6) представляют реализацию обычного итерационного метода итераций. Итерационный процесс продолжается до тех пор, пока предыдущее и последующее значения давлений в камерах будут меньше заданной точности решения  $\varepsilon_1$ , т. е.

$$(P_{k1,i})_{n+1} - (P_{k1,i})_n \leq \varepsilon_1,$$

$$(P_{k2,i})_{n+1} - (P_{k2,i})_n \leq \varepsilon_1.$$

Для определения функции изменения давления на межкамерных перемычках запишем уравнения Рейнольдса для наружной и внутренней частей подшипника:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left( \frac{h_1^3}{K_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) + \frac{\partial}{\partial z_1} \left( \frac{h_1^3}{K_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) = \frac{6\mu \partial(U_1 h_1)}{\partial x_1} + \rho \omega^2 R_{\text{cp}} \sin \alpha \frac{\partial}{\partial z_1} \left( \frac{h_1^3}{K_{z1}} \right), \quad (7)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_2} \left( \frac{h_2^3}{K_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) + \frac{\partial}{\partial z_2} \left( \frac{h_2^3}{K_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) = \frac{6\mu \partial(U_2 h_2)}{\partial x_2}, \quad (8)$$

где  $x_1, z_1$  и  $x_2, z_2$  – оси координат;

$P_1$  и  $P_2$  – давления на наружной и внутренней рабочих поверхностях подшипника;

$\mu$  – динамическая вязкость рабочей жидкости;

$\rho$  – плотность рабочей жидкости

$k_{x1}, k_{z1}$  и  $k_{x2}, k_{z2}$  – коэффициенты турбулентности течения рабочей жидкости;

$R_{cp} = \frac{R_{кам1} + R_{кам2}}{2}$  – средний радиус наружной конической поверхности подшипника;

$h_1$  и  $h_2$  – текущие зазоры в наружной и внутренней частях подшипника;

$U_1$  и  $U_2$  – окружные скорости наружной и внутренней рабочих поверхностей диска. В уравнении Рейнольдса (7), записанном для наружной конической поверхности подшипника, введено

слагаемое  $\rho\omega^2 R_{cp} \text{Sin}\alpha \frac{\partial}{\partial z_1} \left( \frac{h_1^3}{k_{z1}} \right)$ , учитывающее

влияние центробежных сил инерции, как это делается в работе [2].

Для решения уравнений Рейнольдса (7) и (8) применим метод конечных разностей в сочетании с методом продольно-поперечной прогонки. При записи уравнений (7) и (8) в конечно-разностном виде поверхности между камерами наружной и внутренней частей подшипника покроем сетками с шагами  $\Delta x_1, \Delta z_1$  и  $\Delta x_2, \Delta z_2$  и частные производные запишем в конечно-разностном виде, используя пятиточечный шаблон.

Для наружной конической части подшипника конечно-разностная запись уравнения Рейнольдса будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_1} \left( \frac{h_1^3}{k_{x1}} \frac{\partial P_1}{\partial x_1} \right) &= \frac{h_{1,i}^3 (P_{1,i+1} - 2P_{1,i,j} + P_{1,i-1,j})}{k_{x1,i} \Delta x_{1,j}^2} + \\ &+ \frac{3h_{1,i}^2 (h_{1,i+1} - h_{1,i-1}) (P_{1,i+1,j} - P_{1,i-1,j})}{k_{x1,i} 4\Delta x_{1,j}^2} - \\ &- \frac{h_{1,i}^2 (k_{x1,i+1} - k_{x1,i-1}) (P_{1,i+1} - P_{1,i-1})}{k_{x1,i}^2 4\Delta x_{1,j}^2}, \\ \frac{\partial}{\partial z_1} \left( \frac{h_1^3}{k_{z1}} \frac{\partial P_1}{\partial z_1} \right) &= \frac{h_{1,i}^3 (P_{1,i,j+1} - 2P_{1,i,j} + P_{1,i,j-1})}{k_{z1,i} \Delta z_{1,j}^2} - \\ &- \frac{h_{1,i}^3 (k_{z1,j+1} - k_{z1,j-1}) (P_{1,i,j+1} - P_{1,i,j-1})}{k_{z1,i} 4\Delta z_{1,j}^2}, \end{aligned}$$

где  $i = 1, 2, \dots, N_1$ ;  $j = 1, 2, \dots, N_2$ ;

$N_1$  и  $N_2$  – число узлов сетки, соответственно в направлениях  $i$  и  $j$ .

Запишем для внутренней части подшипника (цилиндрической) уравнение Рейнольдса в виде конечных разностей.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_2} \left( \frac{h_2^3}{k_{x2}} \frac{\partial P_2}{\partial x_2} \right) &= \frac{h_{2,i}^3 (P_{2,i+1,j} - 2P_{2,i,j} + P_{2,i-1,j})}{k_{x2} \Delta x_2^2} + \\ &+ \frac{3h_{2,i}^2 (h_{2,i+1} - h_{2,i-1}) (P_{2,i+1,j} - P_{2,i-1,j})}{k_{x2,i} 4\Delta x_{2i}^2} - \\ &- \frac{h_{2,i}^3 (k_{x2,i+1} - k_{x2,i-1}) (P_{2,i+1,j} - P_{2,i-1,j})}{k_{x2}^2 4\Delta x_2^2}, \\ \frac{\partial}{\partial z_2} \left( \frac{h_2^3}{k_{z2}} \frac{\partial P_2}{\partial z_2} \right) &= \frac{h_{2,i}^3 (P_{2,i,j+1} - 2P_{2,i,j} + P_{2,i,j-1})}{k_{z2,i} \Delta z_2^2}, \\ F_{2,i} &= \frac{6\mu U_{2i} (h_{2,i+1} - h_{2,i-1})}{2\Delta z_2} + \frac{6\mu h_{2i} (U_{2,i+1} - U_{2,i-1})}{2\Delta x_2}. \end{aligned}$$

Записанные в неявном виде разностные схемы уравнений Рейнольдса приводят к необходимости решать системы алгебраических уравнений. Решать такие системы позволяет известный метод продольно-поперечной прогонки.

Решение задачи в методе прогонки ищется в виде:

$$P_i = \alpha_i P_{i+1} + \beta_i, \quad (9)$$

где  $i = 2, 3, \dots, N-1$  – номера узлов сетки;

$\alpha_i$  и  $\beta_i$  – коэффициенты прогонки.

Задаваясь начальными значениями давлений в узлах сетки, методом продольно-поперечной прогонки определяем значения давлений в узлах сетки на следующем шаге. Итерационный процесс продолжается до получения заданной точности  $(P_{i,j})_{n+1} - (P_{i,j})_n \leq \varepsilon_2$ , где  $\varepsilon_2$  – точность определения давлений на межкамерных перемычках.

Зная давления в камерах и узлах межкамерных перемычек, можно определить грузоподъемность подшипника. Она определяется как сумма грузоподъемностей наружной конической и внутренней цилиндрической его рабочих поверхностей, а также сумма грузоподъемностей отдельных участков каждой из рабочих поверхностей подшипника

$$i_{\Sigma} = i_H + i_B, \quad (10)$$

где  $i_H$  – грузоподъемность наружной конической части подшипника;

$i_B$  – грузоподъемность внутренней цилиндрической части подшипника.

Суммарную осевую грузоподъемность определяем как разницу осевых грузоподъемностей левой и правой конических рабочих поверхностей наружной части подшипника:

$$i_{осев} = i_{ос.лев} + i_{ос.прав}, \quad (11)$$

где  $i_{ос.лев}$  – осевая грузоподъемность левой конической части подшипника;

$i_{ос.прав}$  – осевая грузоподъемность правой конической части подшипника.

Зная давления в камерах можно определить расход рабочей жидкости через подшипник:

$$Q_{\Sigma} = Q_{наруж} + Q_{внутр}, \quad (12)$$

где  $Q_{наруж} = 2V_{вх} \pi r_{ж1}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^k P_{вх} - P_{k1,i}}$  – расход

рабочей жидкости через камеры, расположенные на наружной конической рабочей поверхности подшипника;

$k$  – число камер в подшипнике на его половине наружной рабочей поверхности;

$$Q_{внутр} = 2V_{вх} \pi r_{ж2}^2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \sum_{i=1}^m P_{вх} - P_{k2,i}}$$
 – расход

рабочей жидкости через камеры, расположенные на внутренней рабочей поверхности подшипника;

$m$  – число камер на половине внутренней рабочей поверхности подшипника.

Потери мощности на трение определяем по известной зависимости [3]:

$$N_{тр} = \omega R \iint_S \tau dS, \quad (13)$$

где  $\tau$  – функция распределения касательных напряжений в слое рабочей жидкости;

$S$  – площадь поверхности трения;

$R$  – радиус поверхности трения.

Потери мощности на трение для левой и правой конической наружной части подшипника, полученные на основе формулы (13) будут иметь следующий вид:

$$N_{тр.лев} = \mu \omega R_{срD1} L_{\Pi} \Delta x_{i,j} \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{U_{1,i} k(Re)_{л1}}{h_{1,л1}} + \frac{\omega R_{срD1} \Delta z}{2} \lambda_{2,i} \sum_{j=1}^{N_2} N_{1,j},$$

$$N_{тр.прав} = \mu \omega R_{срD1} L_{\Pi} \Delta x_{i,j} \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{U_{1,i} k(Re)_{п1}}{h_{1,п1}} + \frac{\omega R_{срD1} \Delta z}{2} \lambda_{2,j} \sum_{j=1}^{N_2} N_{1,j},$$

$$\text{где } N_{1,j} = \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{h_{1,л1} (P_{1,i+1,j} - P_{1,i-1,j})}{2},$$

$$N_{2,j} = \lambda_{1,i} \sum_{i=1}^{N_1} \frac{h_{1,п1} (P_{1,i+1,j} - P_{1,i-1,j})}{2},$$

$N_1$  и  $N_2$  – число узлов сетки, соответственно в окружном и осевом направлениях.

Запишем выражение для определения потерь мощности на трение для внутренней цилиндрической части подшипника:

$$N_{тр.в} = \mu \omega R_{D2} L_{\Pi} \Delta x_{2i} \lambda_{3i} \sum_{i=1}^{N_3} \frac{U_{2,i} k(Re)_{вн}}{h_{2,i}} + \frac{\omega R_{D2} \Delta z}{2} \lambda_{4,j} \sum_{j=1}^{N_4} N_{3,j},$$

$$\text{где } N_{3,j} = \lambda_{3,i} \sum_{i=1}^{N_3} \frac{h_{2,i} (P_{2,i+1,j} - P_{2,i-1,j})}{2},$$

$N_3$  и  $N_4$  – число узлов сетки в окружном и осевом направлениях для внутренней части подшипника.

### Результаты расчета

На основании изложенной теории были рассчитаны грузоподъемность, расход рабочей жидкости и потери мощности на трение для радиально-упорного гидростатодинамического подшипника сдвоенного типа при различных значениях давления питания. Результаты расчета приведены на рис. 1–4.

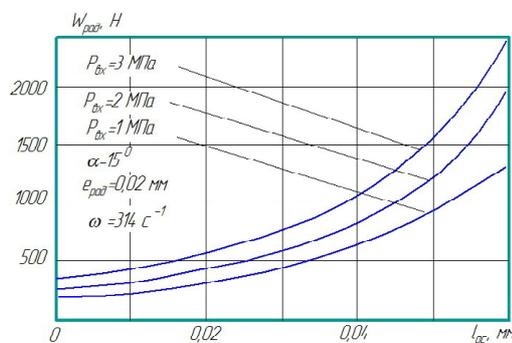


Рис. 1. Зависимость радиальной грузоподъемности сдвоенного радиально-упорного гидростатодинамического подшипника от осевого эксцентриситета при различных давлениях питания  $P_{вх}$

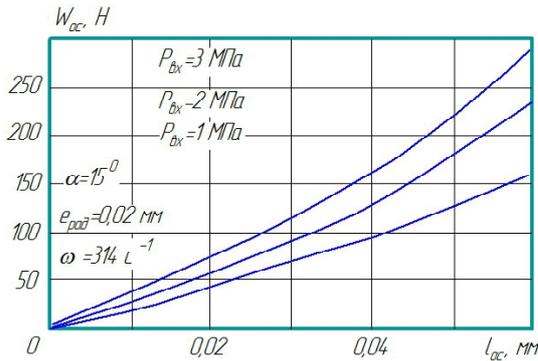


Рис. 2. Зависимость осевой грузоподъемности сдвоенно-го радиально-упорного гидростатодинамического подшипника от осевого эксцентриситета при различных давлениях питания  $P_{вх}$

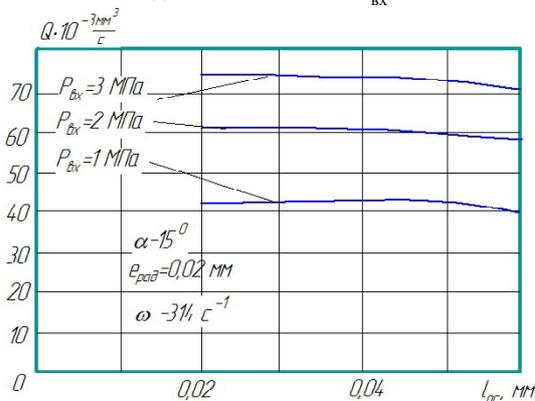


Рис. 3. Зависимость расхода рабочей жидкости в сдвоенном радиально-упорном гидростатодинамическом подшипнике от осевого эксцентриситета при различных давлениях питания  $P_{вх}$

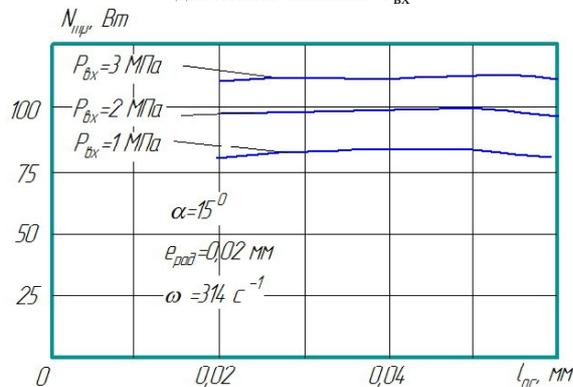


Рис. 4. Зависимость потерь мощности на трение в сдвоенном радиально-упорном гидростатодинамическом подшипнике от осевого эксцентриситета при различных давлениях питания  $P_{вх}$

Рассчитываемый подшипник имел следующие основные размеры:

1. Средний диаметр наружной конической части подшипника  $D_{1cp} = 120$  мм.
2. Минимальный диаметр наружной конической части подшипника  $D_{1н} = 116,65$  мм.
3. Максимальный диаметр наружной конической части подшипника  $D_{1к} = 123,35$  мм.

4. Диаметр внутренней цилиндрической поверхности подшипника  $D_2 = 100$  мм.

5. Радиальный зазор в наружной и внутренней частях подшипника  $\delta_{01} = \delta_{02} = 0,07$  мм.

6. Диаметр жиклеров  $d_{ж1} = d_{ж2} = 2$  мм.

7. Длина подшипника  $L = 50$  мм.

8. Рабочая жидкость – вода при температуре  $t = 47$  °С.

При изменении осевого эксцентриситета от  $e_{oc} = 0$  до  $e_{oc} = 0,06$  мм радиальная грузоподъемность (см. рис. 1) имеет существенно нелинейный характер особенно при больших давлениях питания. На осевом эксцентрисите  $l_{oc} = 0,06$  мм при увеличении давления питания от  $P_{вх} = 1$  МПа до  $P_{вх} = 3$  МПа радиальная грузоподъемность подшипника возрастает примерно в 2 раза.

Зависимость осевой грузоподъемности подшипника  $W_{oc}$  (см. рис. 2) при изменении осевого эксцентриситета и давления питания рабочей жидкости также имеет нелинейный характер. На осевом эксцентрисите  $e_{oc} = 0,06$  мм при увеличении давления питания от  $P_{вх} = 1$  МПа до  $P_{вх} = 3$  МПа она возрастает примерно в 1,84 раза.

Расход рабочей жидкости с увеличением давления питания при всех исследуемых значениях осевого эксцентриситета существенно возрастает (см. рис. 3).

Потери мощности на трение (см. рис. 4) при всех исследуемых значениях осевого эксцентриситета с увеличением давления питания рабочей жидкости возрастает.

Следует отметить, что зависимость потерь мощности на трение от осевого эксцентриситета незначительна (см. рис. 4).

Полученные результаты позволяют рациональнее выбирать давление питания рабочей жидкости и осевой эксцентриситет при проектировании радиально-упорных подшипников сдвоенного типа.

Список литературы

1. Назин В. И. Математическая модель сдвоенного радиально-упорного гидростатического подшипника / В. И. Назин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9/106. – С. 127–133.
2. Токарь И. Я. Проектирование и расчет опор трения : моногр. / И. Я. Токарь. – М. : Машиностроение, 1972. – 167 с.
3. Богданов О.И. Расчет опор скольжения : справ. /О. И. Богданов, С. К. Дьяченко. – К. : Техника, 1966. – 262 с.

Поступила в редакцию 13.03.2015

**Назін В.І. Вплив тиску робочої рідини на статичні характеристики радіально-упорних гідростатодинамічних підшипників здвоєнного типу**

*Наведено математичні рівняння для визначення несучої здатності, витрати робочої рідини і втрат рідини на тертя в радіально-упорному гідростатодинамічному підшипнику здвоєного типу. Застосовані найбільш поширені та ефективні чисельні методи для вирішення основних рівнянь, що описують роботу підшипника. Отримано розрахунковим способом основні статичні характеристики розглянутого підшипника і виконаний аналіз цих характеристик при різних значеннях тиску робочої рідини. Зроблені висновки за отриманими результатами розрахунків.*

**Ключові слова:** радіально-упорний підшипник, несуча здатність, витрата робочої рідини, втрати на тертя, статичні характеристики, математичні рівняння, тиск робочої рідини, чисельні методи.

**Nazin V. Effect of pressure on power static characteristics of angular contact humidistat dynamic bearing type double**

*Mathematical formulas for determining the carrying capacity of the working fluid flow and fluid loss due to friction in the angular contact bearing gidrostatodinamicheskikh double type. Applied to the most common and efficient numerical methods for the solution of the basic equations describing the operation of the bearing. Obtained by calculation basic static characteristics of this bearing and the analysis of these characteristics at different values of the supply pressure of the working fluid. The conclusions on the result of the calculation.*

**Key words:** angular contact ball bearing, bearing capacity, flow rate of the working fluid, friction loss, static characteristics, mathematical relationships, supply pressure, numerical methods.

УДК 621.43.01

Канд. техн. наук В. А. Мазин

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

## МЕТОД РАСЧЕТА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЭФФЕКТОВ ДИССОЦИАЦИИ СОСТАВЛЯЮЩИХ РАБОЧЕГО ТЕЛА КОМБИНИРОВАННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

*Предложено дифференциальное уравнение теплоты, участвующей в диссоциации. Разработана расчетная методика учета энергетических эффектов диссоциации составляющих рабочего тела комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Методика базируется на классических представлениях о сгорании углеводородных топлив, зависимости диссоциации газов от температуры и давления. Положено: реакции окисления, диссоциации и рекомбинации протекают непрерывно, их интенсивность зависит от конкретных условий. Рассчитан цикл бензинового двигателя МеМЗ-307 с учетом диссоциации количественно наиболее представленных составляющих: углекислого газа и паров воды. По индикаторной работе цикла установлена погрешность исходной расчетной методики.*

**Ключевые слова:** рабочий цикл, рабочее тело, продукты сгорания, диссоциация, рекомбинация, расчетная методика, индикаторная работа цикла, погрешность.

### Актуальность

В настоящее время предъявляются повышенные требования к эффективности и экономичности комбинированных двигателей внутреннего сгорания (КДВС), соблюдению действующих экологических норм. Для исследователей и конструкторов это выражается в большей обоснованности принимаемых допущений, полном, адекватном и точном описании цикла, минимизации потерь и оптимизации энергетического баланса.

Диссоциация и рекомбинация (ДиР) газов, составляющих рабочее тело (РТ), проявляются в цилиндре и выпускной системе КДВС. Эти процессы взаимосвязаны и взаимозависимы, противоположны: когда диссоциация интенсифицируется, рекомбинация подавляется. На диссоциацию энергия затрачивается, при рекомбинации – наоборот выделяется, ввиду этого меняются состав и состояние РТ, индикаторная работа цикла и энергия газа, направляющегося в турбину, перераспределяется энергетический баланс.

По сложившимся в теории КДВС представлениям ДиР газов имеют место в процессах сгорания и расширения; на показатели цикла влияют незначительно: диссоциация – ввиду низкой температуры ( $T \leq 2500$  К), рекомбинация – ввиду малоэффективного преобразования выделяющейся теплоты в механическую работу [1]. Считается: 1) причиной химической неполноты сгорания топлива не может быть теплота, затраченная на диссоциацию, т.к. в обратном процессе рекомбинации она полностью компенсируется; 2) максимальная температура РТ тепловых дви-

гателей из-за диссоциации ограничена, для КДВС на углеводородных топливах это  $T \approx 3000$  К (ниже теоретически возможной на  $\approx 200$  К) [2].

По оценкам [3] для бензиновых двигателей потери теплоты от диссоциации составляют  $\approx 7$  % нижней теплоты сгорания топлива. В современных физико-математических моделях (ФММ) КДВС и расчетных методиках, однако, этим пренебрегается [4, 5], встречаются лишь упоминание или краткое описание [1, 6]. В связи с нынешними задачами двигателестроения углубление знаний, учет и оценка влияния диссоциации и рекомбинации на показатели КДВС актуальны и остры.

### Анализ литературы

В ранних методиках допускается: диссоциация имеет место только в процессе сгорания, энергетические эффекты диссоциации не меняются во времени (не зависят от состояния РТ), математически такие эффекты относят к потерям от неполноты сгорания топлива и учитывают в коэффициенте использования теплоты [3] (коэффициент неполноты сгорания – новое название).

Существует расчетная методика, основанная на законах химической термодинамики: составляется система кинетических уравнений сгорания-диссоциации-рекомбинации, учитывается распад молекул на молекулы элементов, молекул элементов на атомы, частичная ионизация атомов, неизвестные определяются решением системы уравнений материального баланса и уравнений по закону действующих масс. Константы равно-

весия рассчитываются для действительного состояния ( $T, p$  – температура, давление), по их соотношению устанавливаются состояние химического равновесия, направленность процесса, концентрации реагентов и состав смеси, степень диссоциации и затраты энергии на нее [7–9]. Имеются модификации в зависимости от широты списка компонентов (14, 7, 5, 2) и круга решаемых задач: коэффициент молекулярного изменения, температуры теоретическая и калориметрическая (действительная: с учетом эффектов диссоциации) [6, 10, 11]. Методика динамичная, высокой точности, но для уточнения известной ФММ КДВС и получаемых результатов излишне сложная и громоздкая.

### Метод

За базовую (исходную) методику принята [4, 5], в ней количества составляющих РТ рассчитываются по стехиометрическим соотношениям [4, 12]. Настоящая методика построена на классических представлениях о сгорании углеводородных топлив, зависимости диссоциации газов от температуры и давления, на использовании табличных данных теплоемкости, степени диссоциации, теплового эффекта химической реакции. Считается: реакции окисления, диссоциации и рекомбинации протекают непрерывно и возможны в любой период рабочего цикла КДВС, интенсивность зависит от сложившихся условий.

В общем случае в течение цикла КДВС в РТ могут быть представлены: ( $O_2 + N_2$ ) – воздух,  $CO_2$ ,  $H_2O_{\text{газ}}$ ,  $H_2$ , др.; с течением цикла количества составляющих меняются, в определенные моменты некоторые составляющие могут отсутствовать.  $C_{\text{сажа}}$  не является составляющей РТ: твердое агрегатное состояние (графит). Методики определения состава РТ в цилиндре КДВС, парциального давления его компонентов изложены в работах [13, 14].

### Приняты допущения:

1. Время на диссоциацию меньше, чем на элементарное исследование (за расчетный шаг): все начавшиеся процессы завершаются обязательно.
  2. Скорость диссоциации так велика, что за расчетный шаг объем  $V$  изменяется мало, можно положить  $V = \text{const}$ , т.о. в расчетах участвуют  $C_v$  – теплоемкость при постоянном объеме.
  3. Диссоциация составляющих РТ происходит равномерно во времени и в пространстве: преимущественно, поэлементно или локально невозможно!
  4. Из возможных конкурирующих реакций диссоциации протекают только принятые.
- САУ – стандартные атмосферные условия:  $p_0 = 101325 \text{ Па}$ ,  $T_0 = 273.15 \text{ К}$ .

РТ – рабочее тело: газовая смесь в цилиндре КДВС.

$dt, d\varphi$  – бесконечно малое (б/м) время, расчетный шаг.

Уравнение энергии РТ:

$$dT = \frac{1}{C_{v,m}} (dQ_c + dQ_w - dQ_{\text{disc}}) - T \frac{dm}{m} - (\kappa - 1) \frac{dV}{V} T.$$

Теплота, затраченная на диссоциацию составляющих РТ за б/м время:

$$dQ_{\text{disc}} = \sum_i^n (\alpha \cdot dv \cdot Q_x)_i,$$

где  $i, n$  – порядковый номер и количество газов;  $\alpha = f(p_i, T)$  – степень диссоциации; для  $CO_2, H_2O_{\text{газ}}$  см. [8], с. 397;

$$dv_i = \frac{p_i}{p} \cdot dV \text{ – парциальный объем;}$$

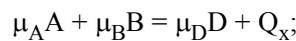
$Q_x$  – тепловой эффект химической реакции [9], с. 144.

$p_i = r_i \cdot p$  – парциальное давление составляющего в смеси (в РТ в данном случае);

$r_i$  – объемная доля составляющего в смеси (равна мольной доле);

$p, V$  – давление и объем смеси газов (РТ).

Стехиометрическое соотношение химической реакции (записывается при САУ):



$A, \mu_A$  – химический элемент, участвующий в реакции; количество вещества этого элемента (количество молей: число, не молекулярный вес);

$A, B, D$  – начальные (исходные) и конечный (результат) элементы реакции.

Теплота, участвующая в изменении состояния единицы количества вещества элемента химической реакции:

$$Q_e = C_e T_2 \cdot T_2 - C_e T_1 \cdot T_1 \text{ Дж/моль;}$$

$C_e T$  – средняя теплоемкость элемента в интервале температур  $0 \text{ Т К}$ ; для газов РТ КДВС – см. [4], с. 42;

$T_2, T_1; K$  – конечная и начальная температуры процесса.

Тепловой эффект химической реакции при температуре  $T$  по закону Кирхгоффа [15], с. 233; [16], с. 57:

$$Q_{xT} = Q_{x273.15} + \sum (\mu Q_e)_K - \sum (\mu Q_e)_H,$$

$Q_{x273.15}$  – тепловой эффект реакции при температуре  $273.15 \text{ К}$  ( $0 \text{ }^\circ\text{C}$ ); в стехиометрическом соотношении обозначен  $Q_x$ ;

$\sum (\mu Q_e)_K, \sum (\mu Q_e)_H$  – теплота, участвующая в изменении состояния конечных и исходных элементов химической реакции.

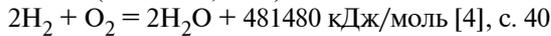
Изменение энтропии РТ в процессе диссоциации

$$ds = \frac{dQ_{\text{disc}}}{T}, \frac{D\mu}{K}.$$

Уравнение состояния РТ:

$$\frac{dp}{p} = \frac{dm}{m} + \frac{dT}{T} - \frac{dV}{V}.$$

Пример приведения теплового эффекта реакции диссоциации паров воды к действительным условиям ( $T = 2273,15 \text{ К}$ ):



$$Q_v^{\text{H}_2\text{O}} = 35680 \cdot 2273,15 - 25184 \cdot 273,15 = 74226982,4 \text{ Дж/моль},$$

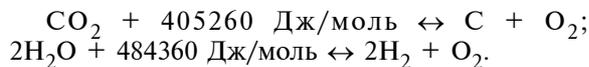
$$Q_v^{\text{H}_2} = 23233 \cdot 2273,15 - 20302 \cdot 273,15 = 47266602,65 \text{ Дж/моль},$$

$$Q_v^{\text{O}_2} = 26854 \cdot 2273,15 - 20959 \cdot 273,15 = 55318219,25 \text{ Дж/моль},$$

$$Q_x^{2273,15} = 481480000 + 2 \cdot 74226982,4 - 2 \cdot 47266602,65 - 1 \cdot 55318219,25 = 480082540,25 \text{ Дж/моль}.$$

### Результаты

Исследование выполнено для наиболее представленных по количеству вещества составляющих РТ  $\text{CO}_2$  – углекислый газ,  $\text{H}_2\text{O}_{\text{газ}}$  – пары воды, значимая диссоциация которых при атмосферном давлении имеет место в интервалах температур 1800...2500 К и 1900...2500 К, из всего спектра конкурирующих реакций диссоциации-рекомбинации рассматривались по одной для каждой из этих составляющих – самые характерные:



Рассчитан цикл автомобильного бензинового четырехтактного двигателя МеМЗ-307 в цилиндре, по результатам построена тепловая T-s диаграмма для области значимой диссоциации  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}_{\text{газ}}$  – рис. 1, площадь, ограниченная графиком, эквивалентна теплоте, затраченной на диссоциацию  $Q_{\text{дис}}$ . Частично эта теплота компенсируется в процессах рекомбинации; однако: эта компенсация малоэффективна – происходит при низком давлении, здесь не учтена – не объект настоящего исследования: происходит в выпускной системе, а не в цилиндре.

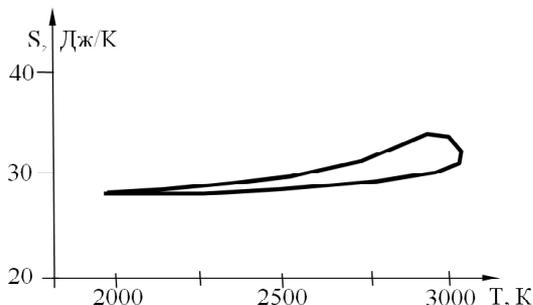


Рис. 1. Тепловая диаграмма диссоциации рабочего тела в цилиндре КДВС

Установлены: индикаторная работа цикла МеМЗ-307 с учетом диссоциации РТ  $L_i = 364 \text{ Дж/цикл}$ , затраты энергии топлива в цилиндре в связи с диссоциацией  $Q_{\text{цикл}} = 16 \text{ Дж/цикл}$ , погрешность базовой (исходной) методики в принятых ограничениях  $\delta = 4,4 \%$ .

### Выводы

Полученные результаты согласуются с оценкой И.И. Вибе [3], заниженные значения затрат энергии топлива в связи с диссоциацией поясняются принятыми ограничениями по составу и вероятности реакций.

### Заключение

Исследование следует продолжить в направлении расширения списка газов, участвующих в диссоциации.

### Список литературы

1. Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания : Учебник / Дьяченко В. Г. – Харьков : ХНАДУ, 2009. – 500 с.
2. Путилов К. А. Курс физики. Том I. Механика. Акустика. Молекулярная физика. Термодинамика / Путилов К. А. – М. : ГИ ФМЛ, 1963. – 560 с.
3. Вибе И. И. Новое о рабочем цикле двигателей / Вибе И. И. – М. : МАШГИЗ, 1962. – 272 с.
4. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М.Г. Круглова. - М. : Машиностроение, 1983. - 372 с.
5. Егоров Я. А. Физико-математическая модель рабочего цикла двигателя внутреннего сгорания автотракторного типа : Учебное пособие / Егоров Я. А. – К. : УМК ВО, 1991. – 56 с.
6. Мехтиев Р. И. Расчет концентрации равновесных продуктов сгорания топливовоздушных смесей в ДВС / Исследование, расчет, конструирование и испытание двигателей / Мехтиев Р. И., Посвянский В. С., Багиров Х. Б. – Харьков : ХПИ, 1981, вып. 3. – С. 13–15.
7. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под ред. В. . Григорьева, В. М. Зорина. – М. : Энергоатомиздат, 1988. – 560 с. – (Теплотехника и теплоэнергетика; Кн. 2).
8. Эстеркин Р. И. Теплотехнические измерения при сжигании газового и жидкого топлива : Справочное руководство / Эстеркин Р. И., Иссерлин А. С., Певзнер М. И. – Л. : Недра, 1981. – 424 с.
9. Шукин А. А. Газовое и печное хозяйство заводов / Шукин А. А. – М.-Л. : Энергия, 1966. – 232 с.
10. Болдырев О. И. Необходимость учета равновесного состояния продуктов сгорания при

- термодинамических расчетах ГТД / Болдырев О. И. // Молодой ученый. – 2011. – № 7. – Т. 1. – С. 19–24.
11. Бондаренко Е. В. Образование окислов азота при сгорании моторных топлив / Бондаренко Е.В., Ерохов В.И. [Электронный ресурс] : [http://vestnik.osu.ru/2004\\_5\\_1/5.pdf](http://vestnik.osu.ru/2004_5_1/5.pdf)
  12. Двигуни внутрішнього згорання: серія підручників у 6 томах. Т. 5. Екологізація ДВЗ / За ред. Марченка А. П., Шеховцова А. Ф. – Харків: Прапор, 2004. – 360 с.
  13. Мазін В. О. Розрахунок теплофізичних характеристик випускного газу дизельного комбінованого двигуна внутрішнього згорання / Мазін В. О. // Наукові вісті Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут». – К. : НТУУ КПІ. – 2013. – № 6. – С. 13–19.
  14. Мазін В. А. Коэффициенты вязкости выпускного газа дизельного КДВС // Вісник Східно-Українського національного університету. Луганськ : СНУ. – 2012, № 9. – С. 162–167.
  15. Беляев Н. М. Термодинамика / Беляев Н. М. – К. : Вища шк., 1987. – 344 с.
  16. Крестовников А. Н. Химическая термодинамика / Крестовников А. Н., Вигдорович В. Н. – М. : Металлургиздат, 1962. – 280 с. – С. 152.

Поступила в редакцію 14.05.2015

### **Мазін В.О. Метод розрахунку енергетичних ефектів дисоціації складових робочого тіла комбінованих двигунів внутрішнього згорання**

*Запропоновано диференційне рівняння теплоти, що приймає участь у дисоціації. Розроблена розрахункова методика врахування енергетичних ефектів дисоціації складових робочого тіла комбінованих двигунів внутрішнього згорання. Методика базується на класичних уявленнях щодо згорання вуглеводневих палив, залежності дисоціації газів від температури й тиску. Покладено: реакції травлення, дисоціації і рекомбінації протікають безперервно, їх інтенсивність залежить від конкретних умов. Розраховано цикл бензинового двигуна MeMZ-307 з урахуванням дисоціації кількісно найбільш представлених складових: вуглекислого газу й парів води. За індикаторною роботою циклу встановлено похибку вихідної розрахункової методики.*

**Ключові слова:** робочий цикл, робоче тіло, продукти згорання, дисоціація, рекомбінація, розрахункова методика, індикаторна робота циклу, похибка.

### **Mazin V. The calculated method for energy effects of dissociation for working body components the combined internal combustion engines**

*The differential equation of the involved heat in the dissociation was proposed. The calculated method for accounting of dissociation energy effects for working body components in the combined internal combustion engines was developed. The method is based on the classical concepts of hydrocarbon fuels combustion and on the dependence of gas dissociation of temperature and pressure. Accepted that reactions of oxidation, dissociation and recombination occurs incessantly, their intensity depends on the specific conditions. The gasoline engine MeMZ-307 cycle was calculated; while dissociation of the most quantitatively represented components (carbon dioxide and water vapor) was accounted. The error of the original calculated method was established by the cycle indicator work.*

**Key words:** the working cycle, the working body, combustion products, dissociation, recombination, calculating method, indicating work of cycle, error.

УДК 621.436

Д-р техн. наук В. Н. Доценко, д-р техн. наук А. В. Белогуб, И. Н. Москаленко

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», г. Харьков

## МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОФИЛЯ ПОРШНЯ ДВС

Рассмотрен прикладной метод проектирования поршней, применяемый на ПАО «АВТРАМАТ». Показано, что этот метод основан на использовании условного пятна контакта и не учитывает действительные гидродинамические силы и моменты, возникающие в смазочном слое. Предложено модифицировать метод профилирования ПАО «АВТРАМАТ» авторской методикой, учитывающей гидродинамические эффекты в смазочном слое. Выполнено сравнительное моделирование НДС для двух вариантов нагружения, определенных по обеим методикам. Сформирован и представлен скорректированный профиль поршня 11194-1004015МУ двигателя ВАЗ 11194. Выполнена сравнительная оценка эффективности исходного и скорректированного профилей.

**Ключевые слова:** поршень, цилиндр, боковая поверхность, масляный клин, зазор, жидкостное трение.

Обзор современных методов профилирования поршней [1, с. 75–87] показывает, что в основном они базируются на четырех составляющих: учете напряженно-деформированного состояния (НДС) сопряжения, учете теплового состояния деталей ЦПГ, динамики поршня и гидродинамики смазочного слоя. Недооценка любой из этих составляющих существенно ограничивает возможности исследователей в достижении более высоких технико-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания.

Основной задачей профилирования поршня является обеспечение одинаковых благоприятных условий смазки как на нагруженной, так и ненагруженной боковых поверхностях. Анализ характера движения поршня в цилиндре показывает, что он находится под воздействием существенно нестационарных нагрузок: давления газов, инерционных сил, боковой силы и опрокидывающего момента. При этом нагруженная сторона поршня в течение рабочего цикла в такте «рабочий ход» воспринимает наибольшую боковую силу, а противоположная сторона нагружена существенно меньше. Таким образом, для улучшения условий смазки трибосопряжения, целесообразно, чтобы несущая способность масляного слоя на нагруженной и ненагруженной сторонах была различной – соответствующей действительным нагрузкам, приходящимся на каждую из сторон.

Для получения профиля, обеспечивающего оптимальные условия его нагружения и смазки, ведущими специалистами КБ АОЗТ «Украинские моторы» и ПАО «АВТРАМАТ» Белогубом А. В., Зотовым А. А, Стрибулем А. С. был разработан прикладной метод проектирования поршней [2, с. 201,

3 с. 124, 4 с. 120] (рис. 1), который позволяет расчетным путем получить профиль боковой поверхности, используя индикаторную диаграмму и данные о граничных условиях нагружения поршня.

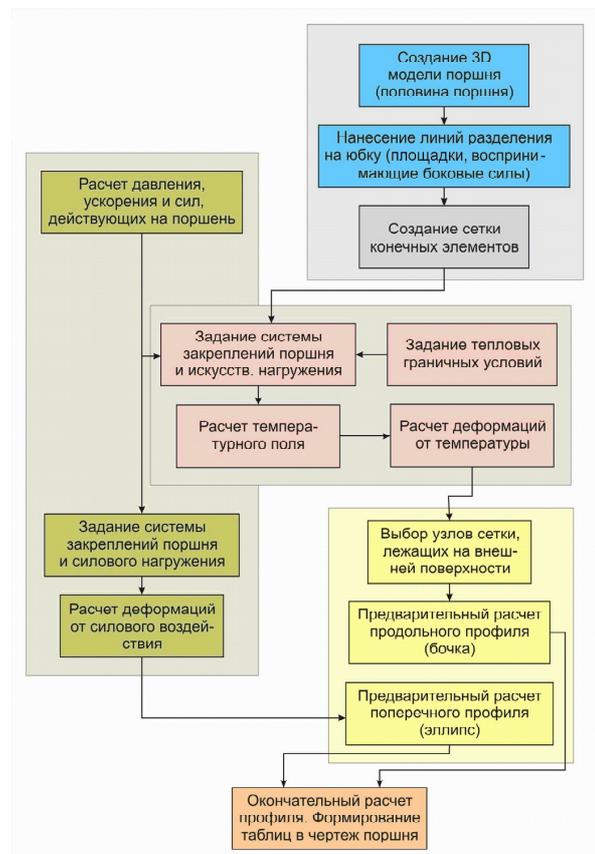


Рис. 1. Прикладной метод проектирования поршней ПАО «АВТРАМАТ»

В основу метода положена гипотеза о независимости деформаций деталей ЦПГ, вызванных силовыми и тепловыми факторами. Форма проектируемого поршня получается вычитанием (добавлением) температурной и силовой деформации из поверхности зеркала цилиндра, имеющей текущее напряженно-деформированное состояние. Однако особенностью метода является то, что в модели переменного НДС, вызванного силовым нагружением, величины гидродинамических сил и площадки пятен контакта на нагруженной и ненагруженной сторонах определяются из экспериментальных данных или расчетов, основанных на осредненных значениях удельных давлений по поверхности юбки. Модифицировать такой метод проектирования представляется возможным путем уточнения конфигурации площадок контакта и характера распределения гидродинамического давления по боковой поверхности. Такую задачу позволяет решить математическая модель динамики поршня [5, с. 28], которая показала хорошую сходимость с экспериментальными данными [6, с. 41, 7 с. 73].

Для сопоставления прикладного метода профилирования ПАО «АВТРАМАТ» с моделью динамики поршня [5, с. 28] были проведены расчеты действующих (боковых) нагрузок со стороны слоя смазки по обеим методикам. Для каждого из полученных вариантов нагружения выполнены расчеты НДС поршня и проведен их сравнительный анализ.

В качестве объекта исследований выбран поршень 11194-1004015МУ двигателя ВАЗ-11194. Расчеты проводились на режиме максимальной деформации, в точке максимального давления цикла на режиме максимального крутящего момента.

#### Расчет боковых нагрузок в соответствии с прикладным методом проектирования поршней ПАО «АВТРАМАТ»

В рамках этого метода боковые силы, действующие на нагруженную и ненагруженную стороны поршня определяются в процессе численного поиска динамического равновесного состояния поршня. Для осуществления такого поиска была сформирована схема нагружения, в которой донце поршня нагружается равномерно распределенным давлением газов, инерционная нагрузка от поступательного ускорения поршня прикладывается в центре масс, а неизвестные боковые силы действуют на юбку равномерно по эллиптическим площадкам установленного размера. Размеры площадок определены, опираясь на теоретические и экспериментальные исследования и опыт эксплуатации. Ширина контактной площадки составляет 70% от ширины юбки, высота площадки составляет 10 мм. Места расположения центров эллиптических площадок — пле-

чи приложения боковых компенсирующих сил — определяются величиной боковой силы и значением момента, вращающего поршень относительно оси пальцевого отверстия. Боковые силы  $N_1$  и  $N_2$ , действующие на боковые поверхности поршня 11194-1004015МУ, в окрестности ВМТ при переходе от такта «сжатия» в «такт» рабочий ход, приведены на рисунке 2.

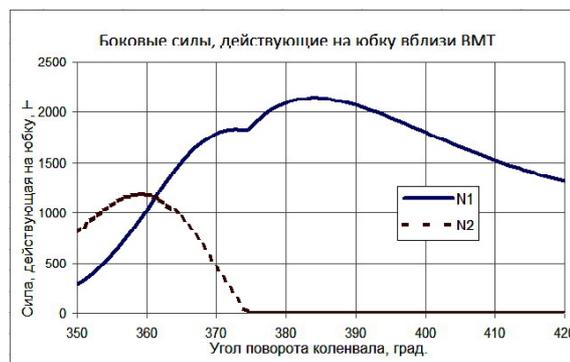


Рис. 2. Боковые силы  $N_1$  и  $N_2$

Приведенные графики показывают, что компенсация момента, возникшего от смещения оси пальцевого отверстия и центра тяжести поршня относительно оси цилиндра парой сил  $N_1$  и  $N_2$ , существенно зависит от места их приложения. При этом место приложения силы с ненагруженной стороны при приложении ее к юбке выше оси поршневого пальца мало влияет на величину как силы с нагруженной стороны, так и ненагруженной.

В результате, получено, что равновесие поршня в расчетной точке  $\varphi_{кр} = 370^\circ$  град. поворота коленчатого вала достигается при результирующей силе  $N_1 = 1412H$ , действующей на эллиптическую площадку установленного размера, отстоящую на 11 мм (вниз) от оси пальцевого отверстия. Расчетная модель половины поршня с эллиптической площадкой представлена на рисунке 3.

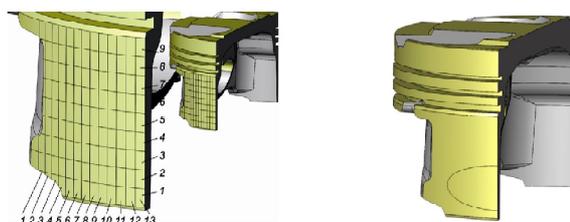


Рис. 3. Расчетные модели поршня: модель под нагружение с учетом распределения поля давлений (слева); модель под нагружение по эллиптической площадке (справа)

**Расчет боковых нагрузок по методике, учитывающей гидродинамические силы и моменты в смазочном слое**

В рамках этой методики силы, действующие в КШМ определяются по результатам динамического расчета двигателя. Учет гидродинамических сил в зазоре производится с использованием методов, разработанных при исследованиях гидродинамических подшипников скольжения и гидродинамической смазки. Динамика поршня определяется в результате совместного решения системы динамического равновесия и нестационарной гидродинамической задачи о распределении давлений в смазочном слое, а также с учетом переменного деформированного состояния поршня и цилиндра. Переменные тепловые и силовые деформации определяются в процессе моделирования напряженно-деформированного состояния деталей ЦПГ методом конечных элементов в САЕ системе. Таким образом, в результате моделирования динамики поршня получена траектория его движения – зависимости координаты центра тяжести и угла наклона поршня в цилиндре от угла поворота коленвала. Установлено, что в расчетной точке  $\varphi_{кг} = 370^\circ$  град. поршень нагруженной стороной смещен к стенке цилиндра (от начального симметричного положения) на 0,019 мм и наклонен на 0,012 град по часовой стрелке (рисунок 4).

Полученное распределение нормальных давлений в слое смазки по разверткам боковых поверхностей представлено на рисунке 5. Из рисунков видно, что нагруженная сторона находится под воздействием существенно неравномерного поля гидродинамического давления (максимальное давление в распределении составляет  $p_i = 1,002 \text{ МПа}$ ). Суммарная боковая сила, действующая на нагруженную сторону составляет  $N_1 = 1412 \text{ Н}$ . Ненагруженная сторона воспринимает значительно меньшие нагрузки  $N_2 = 31,2 \text{ Н}$ . Расчетная модель половины поршня 11194-1004015МУ с сеткой элементарных площадок, подготовленная для моделирования НДС, представлена на рисунке 3.

**Сравнительный анализ НДС**

Сопоставление боковых нагрузок и мест их приложения, полученных по двум методикам, показывает, что постоянное давление на эллиптическую площадку не соответствует эпюре распределения давления. Однако, при этом следует отметить, что по результатам расчета с учетом гидродинамических эффектов в смазке получено, что с ненагруженной стороны поршня действует момент (результатирующий от давления), составляющий 6 % от момента, действующего с «нагруженной» стороны, что косвенно подтверждает допустимость

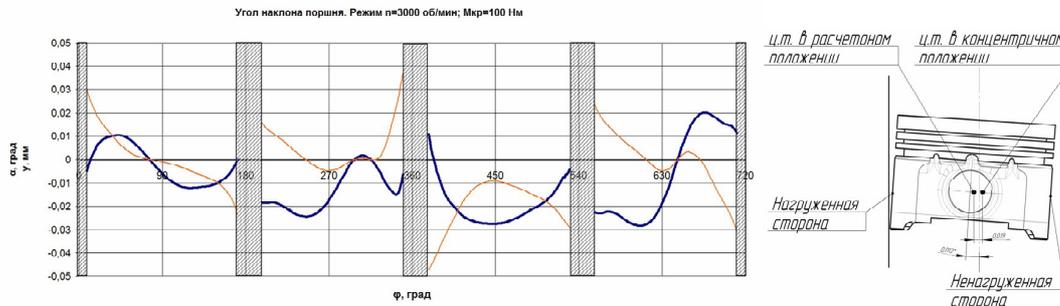


Рис. 4. Траектория движения поршня. Положение поршня в расчетной точке

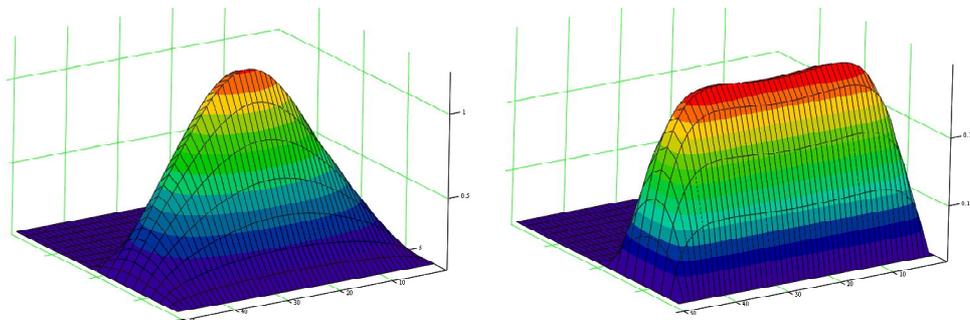


Рис. 5. Распределение нормальных давлений (МПа) в слое смазки, представленное по разверткам боковых поверхностей. Нагруженная сторона (слева), ненагруженная (справа)

подхода с компенсирующими силами.

Для полноценного сравнения методик было выполнено моделирование НДС поршня под действием нагрузок в КШМ и двух вариантов боковых нагрузок, полученных по обоим методикам. Моделирование НДС поршня 11194-1004015МУ проводилось методом конечных элементов в CAD/CAE системе автоматизированного проектирования SolidWorks 2012 Simulation. С целью уменьшения объемов вычислений и затрат машинного времени расчеты проводились на модели половины поршня, что допустимо в виду симметричности. Граничные условия закрепления, расчет температурного поля и тепловых деформаций поршня выполнялся в соответствии с методикой [5, с. 30].

В результате расчета НДС были определены возникающие эквивалентные напряжения и деформации юбки поршня в расчетной точке  $\varphi_{кр} = 370^\circ$  по углу поворота коленчатого вала. Эквивалентные напряжения определялись по 4-й энергетической теории прочности.

На рисунках 6, 7 представлены эпюры распределения X-составляющей деформации для двух вариантов нагружения. На рисунке 8 представлены эпюры эквивалентных напряжений в области нагруженной стороны юбки.

Сравнительный анализ результатов моделирования НДС показывает, что при расчете по методике, учитывающей действительное распределение давления, деформация в нижней части юбки на нагруженной стороне меньше на 0,028 мм, а напряжения – на 2035 МПа. Это является основанием для пересмотра толщины стенки поршня в сторону снижения и корректировки профиля в сторону уменьшения зазоров. Кроме этого, представляется возможным сделать вывод, что метод профилирования [2, с. 201; 3, с. 124; 4, с. 120], применяемый на ПАО «АВТРАМАТ» может быть уточнен методикой [5, с. 28].

### Уточнение профиля боковой поверхности поршня

В результате проведенных работ профиль поршня 11194-1004015МУ был скорректирован. Корректировка профиля была направлена на снижение зазора в нижней части юбки и уменьшения толщины стенки. Развертки профиля исходного и скорректированного поршня 11194-1004015МУ представлены на рисунке 9. Продольный профиль (бочка) исходного и скорректированного поршня в виде зависимости отклонений от цилиндра представлены на рисунке 10.

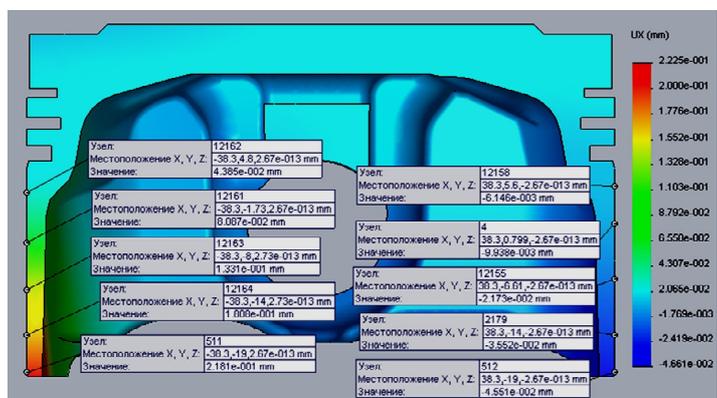


Рис. 6. Деформации поршня при нагружении по эллиптической площадке

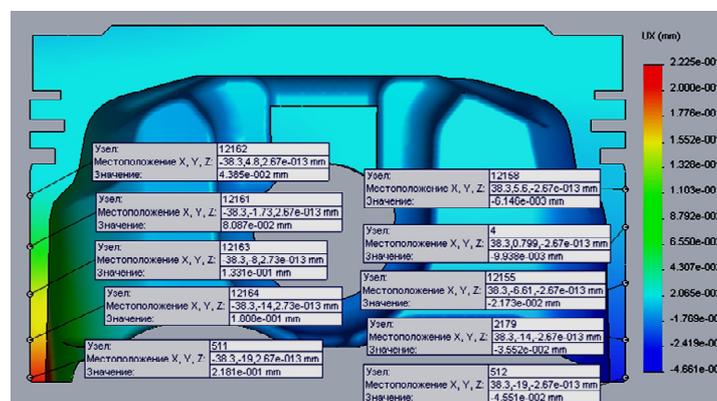


Рис. 7. Деформации поршня нагруженного распределением давлений

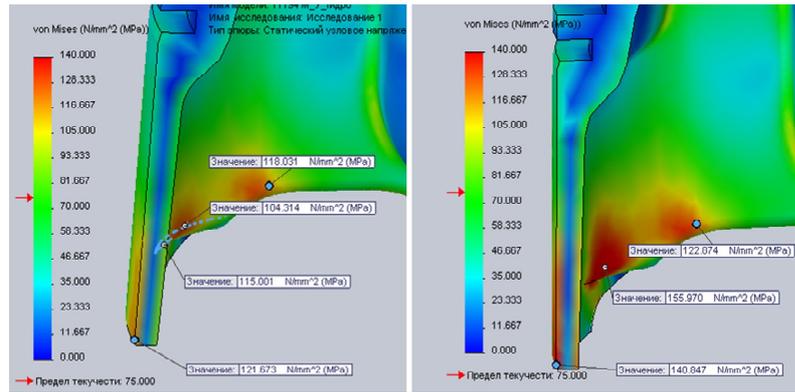


Рис. 8. НДС поршня, нагруженного распределением давлений по боковым поверхностям (слева); НДС поршня, нагруженного по эллиптической площадке (справа)

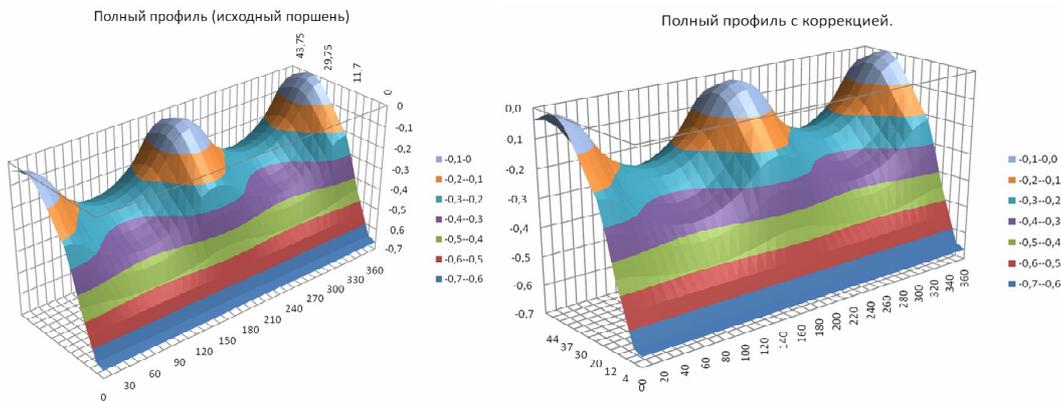


Рис. 9. Развертки исходного (слева) и скорректированного (справа) профилей поршня 11194-1004015МУ



Рис. 10. Продольный исходный и скорректированный профили поршня 11194-1004015МУ (—■— скорректированный профиль; —▲— исходный профиль)

Из графика видно, что зазор в нижней части юбки скорректированного поршня меньше, чем в исходной конструкции, не менее чем на 0,025 мм. Для оценки несущей способности смазочного слоя при работе поршня с уменьшенными зазорами, в качестве критерия эффективности используем число Зоммерфельда, характеризующее границу существования режима жидкостного (гидродинамического) трения в зазоре подшипников

скольжения:  $S_0 = \frac{p\psi^2}{\mu\omega}$ , где для нашего случая  $p$  — удельное давление на опорной поверхности («пятне контакта») юбки поршня:

$$p = \frac{N_{бок}}{A},$$

где  $A$  — площадь контакта, которая определяется в процессе расчета как фактическая площадь

пятна контакта — пятна, в котором имеет место гидродинамическое давление. Величина этой площадки переменна в процессе движения поршня и существенно зависит от траектории и угла наклона поршня;  $\psi$  — относительный зазор  $\frac{\delta}{R}$  (рисунок 11),  $\delta$  — минимальный зазор между боковой стенкой поршня и цилиндра при симметричном положении поршня в цилиндре;  $R$  — радиус цилиндра;  $\mu$  — коэффициент динамической вязкости смазки при рабочих температурах заданного режима.

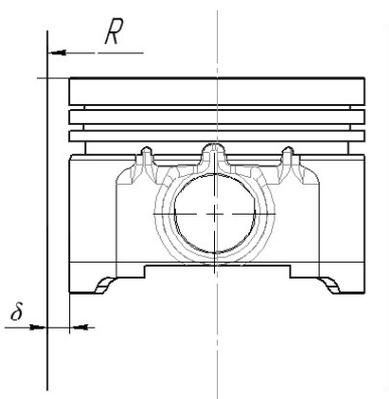


Рис. 11. Схема для определения относительного зазора

В стандартном гидродинамическом подшипнике скольжения угловая скорость вращения шипа  $\omega$  — характеризует относительную скорость движения поверхностей вала и вкладыша. Для поршня, совершающего возвратно-поступательное движение, в качестве характерной скорости используем фактическую линейную осевую скорость  $V$  поршня в цилиндре (переменную). Тогда, в нашем случае будем использовать некоторое условное число Зоммерфельда, которое определяется следующим образом:

$$S_0 = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} = \frac{p\psi\delta}{\mu\omega R} = \frac{p\psi\delta}{\mu V}$$

Графики зависимостей чисел Зоммерфельда для исходного и скорректированного профилей по всему циклу работы двигателя на расчетном режиме представлены на рисунках 12, 13.

Из графиков видно, что как на нагруженной, так и на ненагруженной сторонах поршня с исходным профилем числа Зоммерфельда на 0...0,3 выше, чем у поршня со скорректированным профилем. Это свидетельствует о том, что несущая способность масляного слоя в условиях работы со скорректированным профилем будет не менее чем на 12 % выше, чем в условиях исходного профиля. Соответственно, области, в которых числа Зоммерфельда не превышают критических значений и обеспечивается режим жидкостного трения, также будут расширены. Заштрихованными областями на графиках показаны, участки, где

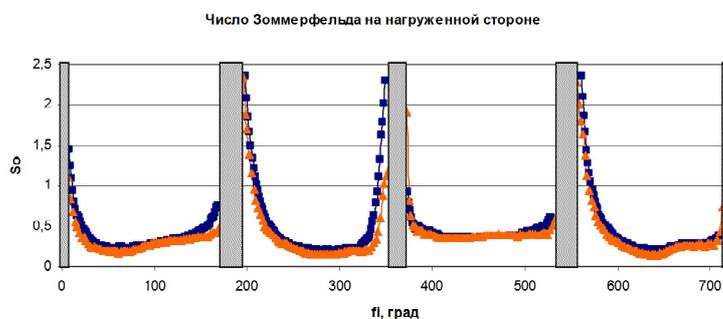


Рис. 12. Продольный исходный и скорректированный профили поршня 11194-1004015МУ (■ — скорректированный профиль; ▲ — исходный профиль)

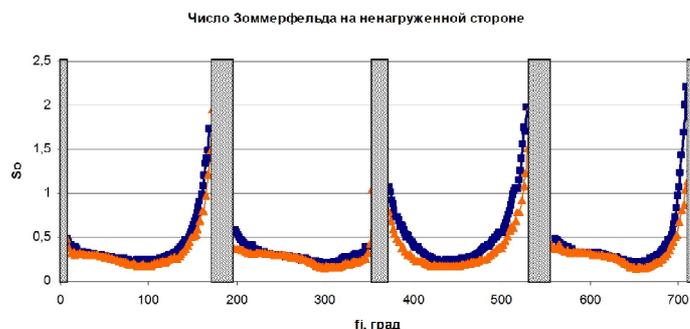


Рис. 13. Продольный исходный и скорректированный профили поршня 11194-1004015МУ (■ — скорректированный профиль; ▲ — исходный профиль)

несущей гидродинамической способности масляного недостаточно для компенсации боковой силы – полужидкостный режим трения. Следует отметить, что применение скорректированного профиля поршня 11194-1004015МУ позволило сузить зону полужидкостного трения не менее чем на 4,34 %.

#### Выводы

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. Методика [5, с. 30], учитывающая гидродинамические силы и моменты в смазочном слое позволяет уточнить конфигурацию площадок контакта и характер распределения гидродинамического давления по боковой поверхности.

2. Расчет на прочность, выполненный на основании уточненной конфигурации площадок контакта и характера распределения гидродинамического давления позволяет сформировать рекомендации по корректировке профиля боковой поверхности;

3. Прикладной метод профилирования, применяемый на ПАО «АВТРАМАТ» может быть уточнен предложенной методикой, учитывающей гидродинамические силы и моменты.

4. Уточненный профиль 11194-1004015МУ, полученный на основании проведенного исследования на 4,34 % дольше работает в условиях гидродинамического трения.

#### Список литературы

1. Москаленко И. Н. Обзор методов профилирования юбок поршней / И. Н. Москаленко, В. Н. Доценко, А. В. Белогуб // Двигатели внутреннего сгорания. – 2013 – № 2. – С. 75–87.
2. Белогуб А. В. Новые подходы к конструированию поршней / А. В. Белогуб // Авиацион-

но-космическая техника и технология : сб. науч. тр. – Харьков : ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 201–206.

3. Белогуб А. В. Методика расчета переменного напряженно-деформированного состояния поршня в цикле для различных режимов работы двигателя / А. В. Белогуб, О. С. Стрибуль // Авіаційно-космічна техніка і технологія : зб. наук. праць. – Харків : ХАІ; Миколаїв : Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вип. 30. Двигуни та энергоустановки. – С. 124–126.
4. Исследование температурного поля поршня / [Гусев Ю. О. Зотов О. О. Белогуб А. В. Щербина А. Г.] // Авіаційно-космічна техніка і технологія : сб. наук. праць. – Харків : ХАІ; Миколаїв : Вид-во МФ НаУКМА, 2002. – Вип. 31. Двигуни та энергоустановки. – С. 120–123.
5. Динамика поршня ДВС / [И. Н. Москаленко, В. Н. Доценко, А. В. Белогуб, А. А. Дойкин] // Вестник Южно-Уральского Государственного университета. – 2013. – Серия. Машиностроение. – Т. 13, № 2 – С. 28–36.
6. Москаленко И. Н. Разработка измерительной системы малых перемещений для экспериментальных исследований динамики поршня ДВС / И. Н. Москаленко // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 1. – С. 41–45.
7. Экспериментальные исследования динамики поршня ДВС / [И. Н. Москаленко, В. Н. Доценко, А. В. Белогуб, В. А. Байков] // Двигатели внутреннего сгорания. – 2012. – № 2. – С. 73–78.

Поступила в редакцию 02.04.2015

#### Доценко В.М., Белогуб О.В., Москаленко І.М. Методика проектування профілю поршня ДВЗ

*Розглянуто прикладний метод проектування поршнів, який застосовується на ПАО «АВТРАМАТ». Показано, що цей метод засновується на використанні умовної контактної плями і не враховує дійсні гідродинамічні сили та моменти, що виникають у змашувальному шарі. Запропоновано модифікувати метод профілювання ПАО «АВТРАМАТ» шляхом урахування гідродинамічних ефектів у змашувальному шарі відповідно до розробленої авторської методики. Виконано порівняльне моделювання НДС для двох варіантів навантаження, визначених відповідно до обох методик. Сформовано та подано скорегований профіль поршня 11194-1004015МУ двигуна ВАЗ 11194. Виконана порівняльна оцінка ефективності початкового та скорегованого профілів.*

**Ключові слова:** поршень, циліндр, бічна поверхня, масляний клин, прошарок, рідинне тертя.

#### Dotsenko V., Belogub A., Moskalenko I. Method of the piston shape development

*The practical method of designing pistons used in the PJSC «AVTRAMAT» is reviewed. It is shown that this method is based on the determination of conditional contact patch and ignores the actual hydrodynamic forces and moments which occurs in the lubricating layer. In the article there is a proposition to modernize method of profiling PJSC «AVTRAMAT» by innovative technique which takes into account the hydrodynamics of the lubricating layer. Comparative modeling of stress-strain state for two load cases was performed. Recommendations to reduce the clearance at the bottom of skirt are formulated. An adjusted piston 11194-1004015MU profile for engine VAZ 11194 is presented. A comparative evaluation of effectiveness between original and corrected profiles is performed.*

**Key words:** piston, cylinder, side face, lubricating oil wedge, clearance, liquid friction.

УДК 621.757: 621.7.08

Д-р техн. наук А. Я. Качан, С. А. Уланов

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАСЛЕДСТВЕННОСТИ ФИНИШНЫХ МЕТОДОВ ОБРАБОТКИ НА ПРЕДЕЛ ВЫНОСЛИВОСТИ ДЕТАЛЕЙ ГТД

*В работе представлены математические модели влияния технологической наследственности финишных методов обработки на приращение предела выносливости деталей ГТД при одновременном воздействии силового и температурного факторов в зоне контакта инструмента и обрабатываемой поверхности. На основе проведенного анализа сделан вывод о целесообразности применения на финишных операциях изготовления деталей ГТД низкотемпературных финишных методов обработки, где силовой фактор преобладает над температурным.*

*Представлены математические модели для определения приращения предела выносливости после выполнения на финишных операциях низкотемпературной упрочняющей обработки.*

**Ключевые слова:** детали ГТД, технологическая наследственность, математическая модель, предел выносливости, силовой фактор, температурный фактор, параметры качества поверхностного слоя.

Одним из важных направлений повышения эксплуатационных характеристик деталей ГТД на этапе их производства является разработка и внедрение прогрессивных финишных технологий, которые вносят значительный вклад в обеспечение качества их несущих поверхностей, а следовательно, и в повышение ресурса и надежности авиационных двигателей [1–3].

Значительное влияние на формирование параметров качества несущих поверхностей деталей ГТД оказывает технологическая наследственность предшествующих операций технологического процесса их изготовления, которая особенно проявляется на финишных операциях [4–6].

**Цель работы** — разработка и выбор математических моделей для оценки влияния технологической наследственности финишных методов обработки деталей ГТД на приращение их предела выносливости.

Изменение предела выносливости деталей при постоянной базе и условиях испытаний в процессе выполнения заключительных финишных операций в общем виде можно представить следующим образом [6]:

$$\sigma_{-1} = \sigma_{-1_0} \pm \Delta\sigma_{-1}, \quad (1)$$

где  $\sigma_{-1_0}$  — величина предела выносливости лопаток после выполнения предыдущей финишной операции;

$\Delta\sigma_{-1}$  — величина изменения предела выносливости лопатки, которая обеспечивается после выполнения текущей финишной операции.

В общем случае величину изменения предела выносливости  $\Delta\sigma_{-1}$  можно представить в виде:

$$\Delta\sigma_{-1} = f(\Delta\sigma_{-1_p}, \Delta\sigma_{-1_0}), \quad (2)$$

где  $\Delta\sigma_{-1_p}$  — величина изменения предела выносливости от воздействия силового фактора;

$\Delta\sigma_{-1_0}$  — величина изменения предела выносливости от воздействия температурного фактора.

При этом предположим, что эти два основных фактора контактного взаимодействия инструмента и детали в зоне обработки действуют на поверхностный слой одновременно и в противоположных направлениях.

Силовой фактор упрочняет поверхностный слой несущей поверхности детали, а контактная температура разупрочняет его.

В связи с этим можно предположить, что скорость изменения величины предела выносливости  $\sigma_{-1}$ , обусловленная силовым фактором, пропорциональна текущему значению величины предела выносливости, обусловленной температурным фактором.

Предположим также, что и скорость изменения величины предела выносливости, обуслов-

ленная температурным фактором, пропорциональна текущему значению величины предела выносливости, обусловленной силовым фактором.

Тогда в соответствии с принятыми предложениями проявление технологической наследственности финишных методов обработки на предел выносливости деталей можно представить следующей математической моделью:

$$\begin{aligned} \frac{d(\Delta\sigma_{-1p})}{dt} &= -k_1\Delta\sigma_{-1_0} \\ \frac{d(\Delta\sigma_{-1_0})}{dt} &= -k_2\Delta\sigma_{-1_0} \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\frac{d(\Delta\sigma_{-1p})}{dt}$  – скорость изменения величины

предела выносливости  $\sigma_{-1}$ , обусловленная силовым фактором;

$\frac{d(\Delta\sigma_{-1_0})}{dt}$  – скорость изменения величины

предела выносливости  $\sigma_{-1}$ , обусловленная температурным фактором;

$k_1$  и  $k_2 > 0$  – коэффициенты пропорциональности, характеризующие соответственно степень влияния силового и температурного факторов на изменение величины предела выносливости детали из конкретного материала.

Знак минус в уравнениях (3) при  $\Delta\sigma_{-1_0}$  и  $\Delta\sigma_{-1p}$  показывает, что в зоне контакта инструмента и поверхности детали в процессе взаимодействия силового и температурного факторов значения величин  $\Delta\sigma_{-1_0}$  и  $\Delta\sigma_{-1p}$  соответственно уменьшаются.

Решение системы дифференциальных уравнений (3) запишем в виде:

$$k_1[\Delta\sigma_{-1p}^2 - \Delta\sigma_{-1p_0}^2] = k_2[\Delta\sigma_{-1_0}^2 - \Delta\sigma_{-1_0_0}^2], \quad (4)$$

Обозначим  $k_1\Delta\sigma_{-1p_0}^2 - k_2\Delta\sigma_{-1_0_0}^2 = c$ , тогда получим:

$$k_1\Delta\sigma_{-1p}^2 - k_2\Delta\sigma_{-1_0}^2 = c. \quad (5)$$

Пусть  $c = 0$ , а это означает, что в начальный момент при выполнении текущей финишной технологической операции численные значения приращения и убывания предела выносливости от воздействия силового и температурного факторов равны между собой.

Тогда из уравнения (5) также следует, что в текущий момент выполнения финишной операции будет также выполняться равенство:

$$k_1\Delta\sigma_{-1p}^2 = k_2\Delta\sigma_{-1_0}^2 \quad \text{или}$$

$$\Delta\sigma_{-1p} = \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}\Delta\sigma_{-1_0}. \quad (6)$$

Из уравнения (1) и с учетом уравнения (6) следует, что после выполнения данной финишной операции предел выносливости лопатки  $\sigma_{-1}$  не возрастает, а остается неизменным.

Пусть  $c > 0$ , а это означает, что в начале выполнения данной финишной операции

$\Delta\sigma_{-1p_0} > \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}\Delta\sigma_{-1_0_0}$ , то есть приращение предела выносливости от воздействия силового фактора является преобладающим.

Тогда из уравнения (5) также следует:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{-1p} &> \sqrt{\frac{c + k_2(\Delta\sigma_{-1_0_0})^2}{k_1}} \quad \text{или} \\ \Delta\sigma_{-1p} &> \Delta\sigma_{-1_0}. \end{aligned} \quad (7)$$

Следовательно, после выполнения данной финишной операции предел выносливости  $\sigma_{-1}$  возрастает за счет преобладания при обработке силового фактора.

Пусть  $c < 0$ , а это означает, что в начале выполнения текущей финишной операции преобладающим является температурный фактор, тог-

да  $\Delta\sigma_{-1p_0} < \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}\Delta\sigma_{-1_0_0}$  и из уравнения (5) следует:

$$\begin{aligned} \Delta\sigma_{-1p} &< \sqrt{\frac{k_2(\Delta\sigma_{-1_0_0})^2 - c}{k_1}} \quad \text{или} \\ \Delta\sigma_{-1p} &< \Delta\sigma_{-1_0}. \end{aligned} \quad (8)$$

Таким образом, после выполнения данной финишной операции предел выносливости  $\sigma_{-1}$  лопатки снижается за счет преобладания при обработке воздействия температурного фактора.

При этом численное значение величины снижения определяется величиной превышения  $\Delta\sigma_{-1_0_0}$  над  $\Delta\sigma_{-1p_0}$ .

Характер наследования эксплуатационных свойств ( $\sigma_{-1}$ ) в процессе выполнения финишных операций технологического процесса при изготовлении показан на рис. 1, из которого видно, что для значения  $\Delta\sigma_{-1p_0} = \Delta\sigma_{-1\theta_0}$  (при  $k_1 = k_2$ ) происходит элиминация свойств, то есть значение величины предела выносливости детали после выполнения данной финишной операции остается на прежнем уровне.

На рис. 1 представлена также область условий в относительных единицах, где происходит технологическое наследование свойств от воздействия  $p$  фактора и область наследования свойств от воздействия  $\theta$  фактора.



Рис. 1. Проявление технологической наследственности в зависимости от значения величины  $c$

Из приведенного анализа предложенной математической модели влияния технологической наследственности на предел выносливости  $\sigma_{-1}$  детали следует, что технологическая наследственность предопределяет изменение величины предела выносливости, которая в зависимости от исходных величин режимных и других условий финишной операции может или возрастать, или уменьшаться, или оставаться неизменной.

Поэтому важным при изготовлении деталей с необходимостью обеспечения высокого уровня величины предела выносливости является разработка и обоснованный выбор финишных методов и режимов обработки, которые в процессе выполнения финишной операции формируют максимальное приращение предела выносливости. В основу при разработке финишных методов и режимов обработки должно быть положено преобладание силового фактора над температурным, а также его высокая стабильность в зоне контакта инструмента и детали.

На базе предложенной математической модели проявления технологической наследственности определены закономерности наследования эксплуатационных свойств при изготовлении деталей в особенности на заключительных финишных операциях.

Наиболее эффективно оказывают влияние на предел выносливости остаточные напряжения сжатия в поверхностном слое после различных способов поверхностного упрочнения несущих поверхностей деталей, имеющих концентраторы напряжений.

Приращение предела выносливости  $\Delta\sigma_{-1}$  упрочненной детали от влияния остаточных напряжений сжатия в их поверхностном слое определяется по формуле [7]:

$$\Delta\sigma_{-1\sigma_{ocm}} = \bar{\Psi}_{\sigma_{ocm}} |\bar{\sigma}_{ocm}|, \quad (9)$$

где  $\bar{\Psi}_{\sigma_{ocm}}$  — коэффициент влияния остаточных напряжений на предел выносливости по разрушению;

$\bar{\sigma}_{ocm}$  — остаточные напряжения на дне трещины, которые взяты за критерий влияния по разрушению.

Критерий  $\bar{\sigma}_{ocm}$  определяют по формуле [7]:

$$\bar{\sigma}_{ocm} = \frac{2}{\pi} \int_0^1 \frac{\sigma_z(\xi)}{\sqrt{1-\xi^2}} d\xi, \quad (10)$$

где  $\xi = \frac{y}{t_{кр}}$  — расстояние от поверхности до текущего слоя;

$t_{кр}$  — максимально возможная (критическая) глубина нераспространяющейся трещины усталости, возникающей при работе детали;

$\sigma_z(\xi)$  — осевые остаточные напряжения в поверхностном слое детали.

Расчет предела выносливости по разрушению упрочненной детали с концентратором напряжений целесообразно проводить в следующем порядке:

- определяются осевые  $\sigma_z(\xi)$  остаточные напряжения в наименьшем сечении детали;
- по приведенной формуле (10) вычисляется  $\bar{\sigma}_{ocm}$ , причем  $t_{кр}$  для сплошной детали определяют из выражения [7]

$$t_{кр} = 0,021D, \quad (11)$$

а для полрой детали

$$t_{кр} = 0,021D \left[ 1 - 0,04 \left( \frac{d}{D} \right)^2 - 0,54 \left( \frac{d}{D} \right)^3 \right], \quad (12)$$

где  $D$  — размер наименьшего поперечного сечения детали;

$d$  — диаметр отверстия в детали.

По формуле (9) определяется приращение предела выносливости детали, где коэффициент  $\bar{\Psi}_{\sigma_{ocm}}$ , в случае симметричного цикла при изгибе

и растяжении – сжатии  $\bar{\psi}_{\sigma_{ост}} = 0,36$ .

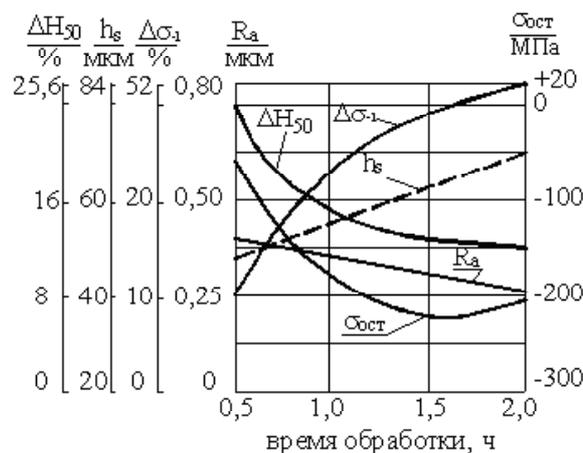
В таблице 1 представлено влияние различных способов упрочнения (ОМ – обработка микрошариками; ГДО – гидродробеструйная обработка; ОР – обработка роликами) поверхностного слоя деталей с концентраторами напряжений на

предел их выносливости  $\sigma_{-1}$  и его приращение  $\Delta\sigma_{-1}$  после упрочняющей обработки [7].

Зависимости параметров качества поверхностного слоя и предела выносливости лопаток ГТД из титанового сплава ВТ8 от времени виброупрочнения приведены на рис. 2 [8].

**Таблица 1** – Влияние способов упрочнения образцов на предел их выносливости  $\sigma_{-1}$  и его приращение  $\Delta\sigma_{-1}$

Обработка	$\varepsilon_{ост}, \%$	Неупрочненные образцы $\sigma_{-1},$ МПа	Упрочненные образцы						
			$\sigma_{-1},$ МПа	$\sigma_z,$ МПа	$\psi_{\sigma_{ост}}$	$t_{кр},$ мм	$\bar{\sigma}_{ост},$ МПа	$\bar{\psi}_{\sigma_{ост}}$	$\Delta\sigma_{-1},$ МПа
ОМ	0	120	140	-118	0,169	0,203	-59	0,338	20
ГДО	0	120	165	-275	0,164	0,203	-135	0,333	45
	2	120	160	-214	0,187	0,205	-111	0,362	40
	10	120	165	-255	0,176	0,198	-140	0,320	45
	15	115	160	-261	0,172	0,206	-132	0,341	45
ОР	0	120	235	-827	0,139	0,197	-325	0,354	135



**Рис. 2.** Зависимости параметров качества поверхностного слоя и предела выносливости лопаток из сплава ВТ8 от времени виброупрочнения:

- $t$  – время виброупрочнения,  $t = 0,5...2,0$  ч;
- $R_a$  – шероховатость аэродинамической поверхности, мкм;
- $h_s$  – глубина упрочнения, мкм;
- $\sigma_{ост.сж}$  – остаточные напряжения сжатия в поверхностном слое, МПа;
- $\Delta\sigma_{-1}$  – величина повышения предела выносливости лопатки, %;
- $\Delta H_{50}$  – степень упрочнения лопатки, %

Виброупрочнение производилось шариками диаметром 2 мм на серийной  $U$  – образной виброустановке с применением антикоррозионной жидкости ГЖ-1. Исходная величина предела выносливости лопатки  $\sigma_{-1} = 425$  МПа.

Зависимость предела выносливости  $\sigma_{-1}$  лопатки от комплексного влияния параметров качества поверхностного слоя аэродинамических поверхностей на основе уравнений линейной множественной регрессии можно представить в виде следующей математической модели:

$$\left. \begin{aligned}
 A_0 + A_1 \sum R_a + A_2 \sum h_s + A_3 \sum \Delta H_{50} + A_4 \sum \sigma_{\text{ост.сж}} &= \sum \Delta \sigma_{-1} \\
 A_0 \sum R_a + A_1 \sum R_a^2 + A_2 \sum h_s R_a + A_3 \sum \Delta H_{50} R_a + A_4 \sum \sigma_{\text{ост.сж}} R_a &= \sum R_a \Delta \sigma_{-1} \\
 A_0 \sum h_s + A_1 \sum h_s R_a + A_2 \sum h_s^2 + A_3 \sum \Delta H_{50} h_s + A_4 \sum \sigma_{\text{ост.сж}} h_s &= \sum h_s \Delta \sigma_{-1} \\
 A_0 \sum \Delta H_{50} + A_1 \sum \Delta H_{50} R_a + A_2 \sum h_s \Delta H_{50} + A_3 \sum \Delta H_{50}^2 + A_4 \sum \sigma_{\text{ост.сж}} \Delta H_{50} &= \sum \Delta H_{50} \Delta \sigma_{-1} \\
 A_0 \sum \sigma_{\text{ост.сж}} + A_1 \sum \sigma_{\text{ост.сж}} R_a + A_2 \sum h_s \sigma_{\text{ост.сж}} + A_3 \sum \Delta H_{50} \sigma_{\text{ост.сж}} + & \\
 + A_4 \sum \sigma_{\text{ост.сж}}^2 &= \sum \sigma_{\text{ост.сж}} \Delta \sigma_{-1}
 \end{aligned} \right\}, \quad (13)$$

где  $n$  – количество сопряженных значений параметров;

$A_0, A_1, A_2, A_3, A_4$  – коэффициенты, значения которых необходимо определить.

На основе принятой математической модели получена эмпирическая зависимость приращения предела выносливости  $\Delta \sigma_{-1}$  после виброупрочнения от комплексного влияния параметров качества поверхностного слоя пера лопатки

$R_a, h_s, \Delta H_{50}, \sigma_{\text{ост.сж}}$  в указанном на рис. 2 диапазоне их изменения:

$$\begin{aligned}
 \Delta \sigma_{-1} &= 99,030 - 28,413 R_a - \\
 &- 0,075 h_s - 2,895 \Delta H_{50} - 0,100 \sigma_{\text{ост.сж}}. \quad (14)
 \end{aligned}$$

Из уравнения (14) следует, что наибольшее влияние на повышение предела выносливости лопатки для данного процесса оказывают параметры  $R_a$  и  $\Delta H_{50}$ .

Повышение шероховатости и степени упрочнения аэродинамических поверхностей лопатки в указанном диапазоне значительно снижает величину предела выносливости.

Таким образом, полученные эмпирические зависимости устанавливают связь основных параметров качества поверхностного слоя с величиной приращения предела выносливости лопаток при их виброупрочнении.

### Выводы

1. В работе представлена математическая модель влияния технологической наследственности на приращение предела выносливости при одновременном воздействии в зоне контакта инструмента и обрабатываемой поверхности детали силовой и температурного факторов в процессе ее финишной обработки.

2. Показана целесообразность применения на финишных операциях изготовления деталей низкотемпературных финишных методов обработки, где силовой фактор преобладает над температурным.

3. Показано, что на деталях с концентраторами напряжений на их несущих поверхностях наибольшее влияние на приращение предела выносливости оказывают остаточные напряжения сжа-

тия. Выбран критерий для определения величины приращения предела выносливости после выполнения упрочняющей обработки.

4. Предложена на основе уравнений линейной множественной регрессии математическая модель зависимости приращения предела выносливости от комплексного влияния параметров качества поверхностного слоя аэродинамических поверхностей лопаток из титанового сплава ВТ8 после их виброупрочнения.

### Список литературы

1. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД : монография. Ч. 1. Лопатки компрессора и вентилятора / [Богуслаев В. А., Муравченко Ф. М., Жеманюк П. Д. и др.]. – Запорожье : изд.-во АО «Мотор Сич», 2003. – 369 с.
2. Богуслаев В. А. Финишные технологии обработки деталей ГТД [Текст] / Богуслаев В. А., Качан А. Я., Мозговой В. Ф. // Вестник двигателестроения. – 2009. – № 1. – С. 71–78.
3. Отделочно-упрочняющая обработка деталей ГТД / [Богуслаев В. А., Яценко В. К., Жеманюк П. Д. и др.]. – Запорожье : изд.-во АО «Мотор Сич», 2005. – 559 с.
4. Ящерицын П. И. Технологическая наследственность в машиностроении / Ящерицын П. И., Рыжов Э. В., Аверченков В. И. – Минск : Наука и техника, 1977. – 256 с.
5. Ящерицын П. И. Технологическая и эксплуатационная наследственность и ее влияние на долговечность машин / Ящерицын П. И., Скорынин Ю. В. – Минск : Наука и техника, 1978. – 120 с.
6. Качан А. Я. Влияние технологической наследственности на предел выносливости лопаток ГТД / Качан А. Я. // Вестник Харьковского государственного политехнического университета : сб. научн. тр. – Харьков, ХГПУ. – 1999. – Вып. 36. – С. 16–20.
7. Влияние остаточных напряжений на сопротивление усталости упрочненной детали / [В. Ф. Павлов, С. Бордаков, В. С. Вакулюк и др.] // Вибрации в технике и технологиях. – 2001. – № 5 (21). – С. 16–20.
8. Качан А. Я. Влияние режимных параметров и параметров качества поверхностного слоя на

предел выносливости лопаток ГТД при их виброупрочнении / Качан А. Я., Петренко А. П. // Вестник Харьковского государственного

политехнического университета : сб. научн. тр. – Харьков, ХГПУ. – 1999. – Вып. 42. – С. 102–104.

Поступила в редакцию 26.01.2015

**Качан О.Я., Уланов С.О. Математичне моделювання впливу технологічної спадковості фінішних методів обробки на границю витривалості деталей ГТД**

*У роботі представлено математичні моделі впливу технологічної спадковості фінішних методів обробки на збільшення границі витривалості деталей ГТД при одночасному впливі силового і температурного факторів у зоні контакту інструмента і оброблюваної поверхні. На основі проведеного аналізу зроблено висновок про доцільність застосування на фінішних операціях виготовлення деталей ГТД низькотемпературних фінішних методів обробки, де силовий фактор переважає над температурним.*

*Представлено математичні моделі для визначення збільшення границі витривалості після виконання на фінішних операціях низькотемпературної зміцнювальної обробки.*

**Ключові слова:** деталі ГТД, технологічна спадковість, математична модель, границя витривалості, силовий фактор, температурний фактор, параметри якості поверхневого шару.

**Kachan A., Ulanov S. Mathematical modeling of influence of technological heredity of finishing methods on the fatigue limit of gas turbine engine parts**

*The article features mathematical models of influence of technological heredity of finishing methods on the increase in the fatigue limit of GTE parts under a simultaneous action of force and temperature factors at the interface of a tool and the machined surface. The article contains the conclusion on the advisability of use of low-temperature finishing methods, where a temperature factor dominates over a force factor, while carrying out finishing operations in the process of manufacture of GTE parts, made on the basis of the analysis performed.*

*The article also contains mathematical models for determination of the increase in the fatigue limit after low-temperature strengthening treatment, while carrying out finishing operations.*

**Key words:** GTE parts, technological heredity, mathematical model, fatigue limit, force factor, temperature factor, quality characteristics of the surface coating.

УДК 669.295: 621.77.016.2

**Канд. техн. наук Д. В. Павленко**

*Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье*

## **ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ МЕТОДЫ УПЛОТНЕНИЯ СПЕЧЕННЫХ ТИТАНОВЫХ ЗАГОТОВОК**

*Исследованы особенности уплотнения заготовок из спеченных титановых сплавов при высокоэнергетическом воздействии методами горячего изостатического прессования и интенсивного пластического деформирования винтовой экструзией. Установлено, что изостатическое прессование, для заготовок из исследованных порошков титана и условий компактирования, приводит к уплотнению поверхностного слоя. Винтовая экструзия обеспечивает получение компактной структуры во всем объеме заготовок.*

**Ключевые слова:** порошок, титан, спеченные заготовки, горячее изостатическое прессование, интенсивная пластическая деформация, винтовая экструзия, пористость, структура, свойства.

### **Формулирование проблемы и анализ публикаций**

Методы порошковой металлургии благодаря ряду достоинств, в сравнении с другими методами получения заготовок для деталей машин, находят широкое применение в технике. Одним из недостатков заготовок, полученных методами порошковой металлургии является остаточная пористость, существенно снижающая комплекс механических и физических свойств и, таким образом, ограничивающим их применение для ответственных, высоконагруженных деталей машин. В работе [1] показано, что определяющей причиной низких механических свойств спеченных изделий является остаточная пористость. Наиболее существенно она проявляется в снижении прочности и вязкости разрушения материалов на основе металлов, обладающих низким сопротивлением распространению трещин. Перспективный рост промышленного производства определил необходимость изыскания специальных методов повышения комплекса механических свойств заготовок и деталей, изготавливаемых методами порошковой металлургии.

Известно, что отличительной особенностью некомпактных (порошковых и пористых) тел является возможность деформации с изменением формы и объема, что лежит в основе эффекта снижения пористости и уплотнения. Для уплотнения применяют такие методы высокоэнергетического воздействия как горячее изостатическое прессование (ГИП), интенсивную пластическую деформацию (ИПД), динамическое прессование, изотермическую штамповку в замкнутый объем и др. [2]. Особенностью деформации некомпактных тел является необходимость обеспечения высокого уровня гидростатической компоненты в очаге деформации, что исключает их

разрушение. В связи с этим для уплотнения применяют высокоэнергетические методы деформации, обеспечивающие пластическую деформацию в условиях гидростатического сжатия. Наиболее распространенными и применяемыми для производства компактных полуфабрикатов является горячее изостатическое прессование и методы интенсивной пластической деформации – равноканальное угловое прессование и винтовая экструзия (ВЭ).

Основной задачей ГИП является устранение пористости и повышение однородности структуры материала. В процессе ГИП осуществляется одновременное воздействие на заготовку высокой температуры и давления, создаваемого в газостате инертным газом, под воздействием которого происходит уплотнение материала благодаря залечиванию пор по механизму локальной пластической деформации, интенсивной кратковременной ползучести и диффузионной сварки.

Принимая во внимание особенности процессов, проходящих в материале в процессе ГИП можно предполагать, что данная технология является эффективной применительно и к заготовкам, получаемым путем спекания металлических порошков. Применение ГИП для заготовок и деталей газотурбинных двигателей является важным звеном в технологии их изготовления, позволяющим получать заготовки с высоким коэффициентом использования материала и низкой остаточной пористостью. Однако известно, что ГИП является эффективным только в том случае, когда дефекты (рыхлоты, раковины, поры) являются внутренними и не имеют связи с поверхностью. Дискуссионным также является вопрос об эффективности залечивания пор в объемных, некомпактных заготовках.

Горячее изостатическое прессование эффективно применяют для заготовок и деталей из широкого круга сплавов, используемых при производстве газотурбинных двигателей: алюминиевых [3, 4], никелевых [5, 6] и титановых [7], а также алюминидов титана [8] и покрытий [9]. Основными преимуществами ГИП является высокий уровень гидростатического давления, что исключает возможность разрушения в процессе обработки как компактных так и некомпактных заготовок. В работах [10, 11] рассмотрены особенности уплотнению прессовок из титанового сплава аналогичного по химическому составу сплаву ВТ6, компактированных из порошков, частицы которых имели сферическую форму. Показано, что возможность относительного перемещения сферических частиц в значительной степени способствует ранней стадии уплотнения. Механизмы уплотнения на ранних стадиях (до примерно 90 % относительной плотности) включают сложные взаимодействия соседних частиц основанные на их способности к взаимной деформации и разрушению, а также аккомодации [10]. Применение сферических порошков позволяет обеспечить изостатическим прессованием плотность до 100% практически во всем объеме изделий. Отмечается, что эффективность ГИП повышается при использовании порошковой смеси из сферических порошков, частицы которых значительно различаются по размеру.

Такие методы интенсивной пластической деформации как равноканальное угловое прессование и винтовая экструзия в настоящее время применяются для компактирования порошковых смесей и получения компактных полуфабрикатов [12–14]. Их преимуществом в сравнении с ГИП является действие высокого уровня гидростатического давления в совокупности с деформацией сдвигом, что приводит к интенсификации процесса уплотнения [15, 16].

Таким образом из анализа существующих технологических методов уплотнения можно установить, что ГИП и ИПД являются конкурирующими с точки зрения эффективности уплотнения спеченных титановых заготовок. Остается дискуссионным вопрос о эффективности их применения в зависимости от используемых порошков титана в частности, для наиболее перспективных с точки зрения снижения стоимости получения деформированных полуфабрикатов порошков, получаемых из отсевных порошков.

Целью работы являлась оценка эффективности применения высокоэнергетических методов уплотнения ГИП и ВЭ для получения компактных полуфабрикатов из титановых порошков изготавливаемых из отсевов титана губчатого.

### Материалы и методы исследований

Спеченные заготовки получали путем прессования в жесткой цилиндрической пресс-форме и последующего вакуумного спекания порошков титана ПТ5 ТУ У14-10-026-98 (фракционный состав  $-0,5/+0,16$  мкм), получаемых из отсевов титана губчатого. Прессование выполняли на гидравлическом прессе при давлении 700 МПа. Спекание выполняли в вакуумной печи СНВЭ-1.3.1/16ИЗ при вакууме  $10^{-5}$  Па, температуре 1250 °С в течение 3-х часов. Охлаждение заготовок выполняли в вакууме совместно с печью. Химический состав спеченных заготовок соответствовал сплаву ВТ1-0.

Горячее изостатическое прессование выполняли в газостатическом прессе швейцарской фирмы AVURE модели Qvinus QIN 0,9x1,5-1400-2070-MURC. Обработке подвергали призматические образцы размером 50×10×10 мм (рис. 1).



а



б

Рис. 1. Общий вид газостата Qvinus QIN (а) и подвергнутых ГИП образцов, разрушенных при динамических испытаниях (б)

Изостатическое прессование выполняли по следующему режиму:

- начальное давление в камере  $-25 \pm 5$  МПа;
- скорость нагрева до температуры  $850 \pm 10$  °С – 810°С/мин;
- выдержка при температуре  $850 \pm 10$  °С – 1,5 ч при давлении 120 МПа;
- скорость нагрева до температуры  $960 \pm 10$  °С – 34°С/мин;
- выдержка при температуре  $960 \pm 10$  °С – 4,5 ч при давлении 140 МПа;
- охлаждение до температуры 300 °С.

Интенсивную пластическую деформацию спеченных заготовок (рис. 2) выполняли на установке с винтовой матрицей прямоугольного сечения 28×18 мм и углом закрутки 30 ° по технологии, описанной в работе [17]. С целью увеличения технологической пластичности материала к переднему концу заготовки прикладывали противодавление. Заготовки предварительно нагревали в печи сопротивления до температуры 400 °С. Оснастка в процессе деформации имела такую же температуру. Выполняли пять последовательных циклов деформации заготовок.



Рис. 2. Общий вид заготовок для интенсивной пластической деформации винтовой экструзией

Образцы для определения механических свойств вырезали из заготовок после уплотнения электроэрозионным способом с последующей механической обработкой для удаления дефектного поверхностного слоя. Исследования структуры и фактографический анализ изломов выполняли с использованием оптического микроскопа НЕОРНОТ и растрового электронного микроскопа фирмы JEOL во вторичных электронах. Пористость определяли по результатам анализа микрофотографий в системе ImagePro Plus, а также путем гидростатического взвешивания.

Испытание на растяжение выполняли на серво-гидравлической машине «INSTRON» 8802 при комнатной температуре. База экзотензометра составляла 25 мм. В процессе испытаний деформацию рабочей части образца контролировали с точностью ±1 мкм. Точность измерения напряжений в рабочем сечении образца составляла ±3 МПа. Показание экзотензометра и упругого динамометра отцифровывали с дискретностью 0,01 с.

Ударную вязкость определяли по результатам испытаний на ударный изгиб согласно ГОСТ 9454-78 на маятниковом копре IMP-460J фирмы «INSTRON», оснащенного цифровой системой сбора информации. Использовали образцы соответствующие типу 1 (с U-образным концентратором). Исследования проводили для партии образцов обработанных по одинаковым режимам.

#### Результаты исследований

Результаты исследования микроструктуры образцов после ГИП позволили установить, что

в поверхностном слое поры не наблюдались (рис. 3). По мере удаления от поверхности к сердцевине образца пористость увеличивается. На глубине порядка 1500...1600 мкм пористость соответствует исходным образцам, которые не подвергались прессованию.

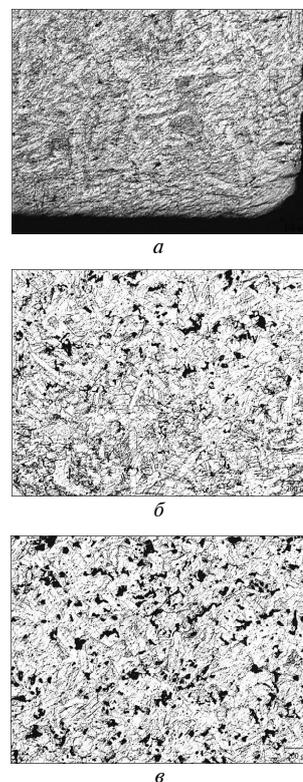


Рис. 3. Микроструктура поверхностного слоя (а) переходной зоны (б) и центральной части (в) образца, подвергнутого ГИП (× 50)

Следует также отметить изменение морфологии порового пространства в образцах после ГИП по мере удаления от поверхности. Средний размер пор в поверхностном слое составлял  $26 \pm 9$  мкм, в то время как размер пор в центральной части составлял  $54 \pm 20$  мкм. В поверхностном слое наблюдались поры преимущественно сферической формы, в то время как в центральной части морфология пор не претерпевала существенных изменений в сравнение с исходным состоянием. Они представляли собой поры неправильной формы с разветвленными границами (рис. 4). Сфероидизация, вероятно, происходит в результате комплексного воздействия рабочей температуры газостата и давления.

Анализ эволюции порового пространства в различных зонах образцов показывает, что уплотнение происходит преимущественно в поверхностном слое. В тоже время, как было сказано выше, в некоторых источниках указывается на то, что ГИП эффективно применяют для устранения дефектов в литых заготовках, например, лопаток

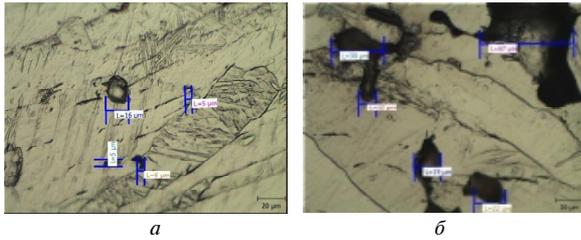


Рис. 4. Морфология порового пространства в спеченном образце подвергнутом ГИП в приповерхностной (а) и центральной (б) зонах ( $\times 500$ )

турбин газотурбинных двигателей. Различие в особенностях уплотнения компактных (литых и деформированных) и некомпактных (спеченных и порошковых) заготовок заключается в особенностях строения их порового пространства и твердой фазы.

Пористость спеченных заготовок, включающая макропоры, образуемые между частицами в процессе компактирования и микропоры, присутствующие в частицах порошка, значительно превышает единичные дефекты, присутствующие в литых заготовках. Методом гидростатического взвешивания установлено, что пористость спеченных заготовок, в зависимости от режимов компактирования и спекания, находится в диапазоне 7...15 %, в то время как пористость литых заготовок не превышает 1 % [19]. В литых заготовках пористость формируют микроскопические дефекты размер и плотность распространения которых несоизмеримо малы в сравнении с заготовками, синтезированными из отсевных порошков.

На начальных стадиях всестороннего сжатия при изостатическом прессовании макро- и микропоры в поверхностном слое спеченных заготовок захлопываются образуя плотный, практически беспористый слой (рис. 5, а). Создавая вокруг внутренней части заготовки своеобразный «кон» упрочненный слой препятствует передаче усилия от рабочего тела газостата внутренним слоям, тем самым — их пластической деформации и

уплотнению. Вследствие этого, для спеченных заготовок уплотнение наблюдается преимущественно для тонкого поверхностного слоя, в то время как в центральной зоне плотность остается практически неизменной.

При всестороннем сжатии в процессе ГИП компактных заготовок, например литых лопаток турбины, поверхностного уплотненного слоя не образуется, что способствует передаче усилия от рабочей среды газостата внутренним слоям заготовки и, как следствие, их уплотнению (рис. 5, б).

Отличительной особенностью ГИП заготовок синтезированных из металлических гранул и спеченных порошковых заготовок, является способность к микроперемещениям и взаимной аккомодации частиц в процессе всестороннего сжатия. Под воздействием усилий рабочей среды газостата, на начальной стадии деформирования, сферические, разноразмерные, неспеченные гранулы эффективно перемещаются и, таким образом уплотняются (рис. 5, в). Тонкая оболочка металлической капсулы гранульной заготовки не препятствует уплотнению. В процессе ГИП ее поведение аналогично эластической оболочке. В тоже время гранулы, представляют собой микро-литки, кристаллизовавшиеся при высоких скоростях охлаждения [18]. В результате изостатического прессования происходит не только процессы аккомодации частиц, но и их частичное разрушение, что также способствует процессу уплотнения.

При уплотнении порошковых заготовок, отличительной особенностью которых, как и для гранульных, является возможность относительного перемещения частиц, важную роль оказывает форма частиц порошка. Для получения исследованных заготовок применяли наиболее дешевые, отсевные порошки. Морфология частиц порошков, получаемых из отсевов при дроблении блока титана губчатого характеризуется «рваной» формой, развитой удельной поверхностью и микропористостью (рис. б).

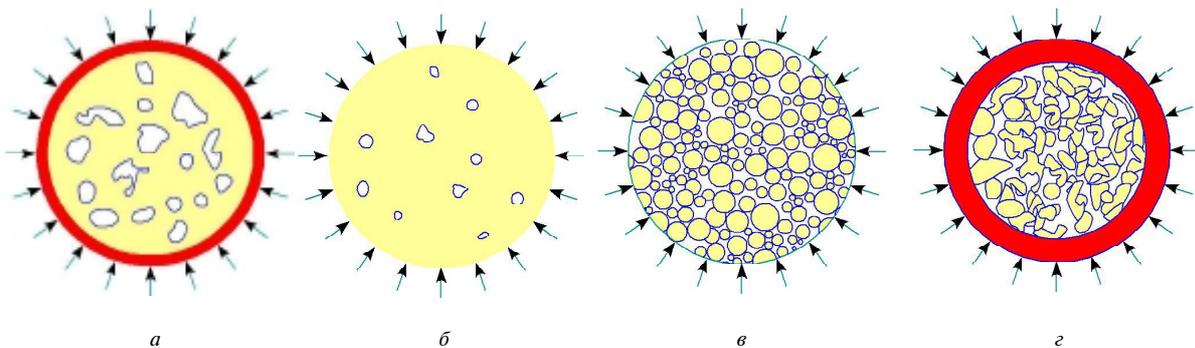


Рис. 5. Схема уплотнения в процессе ГИП спеченной (а), литой (б), гранульной (в) и порошковой (г) заготовок

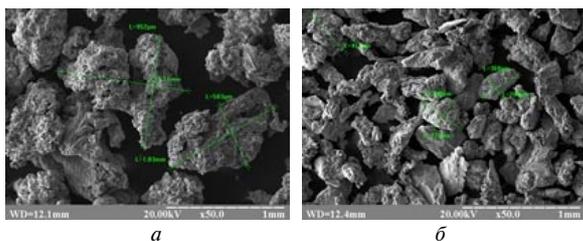


Рис. 6. Морфология частиц порошка титана ПТ5

Аналогично заготовкам, синтезированным из металлических гранул, на начальной стадии ГИП частицы в поверхностном слое порошковых заготовок начинают микроперемещения. Однако, особенности их формы не способствуют взаимной аккомодации, образуются деформационные арки, которые соединяясь между собой образуют уплотненный слой. Учитывая развитую микропористость частиц порошка, аналогично ГИП спеченных заготовок, поверхностный слой дополнительно уплотняется путем захлопывания микропор. В результате, образовавшийся поверхностный «кокон» из уплотненного слоя затрудняет передачу усилия газостата внутренним слоям, в следствии чего пористость в центральной зоне превышает пористость поверхностного слоя. Учитывая, что на начальной стадии ГИП частицы порошка в поверхностном слое имели возможность взаимных перемещений, толщина уплотненного слоя в порошковых заготовках существенно больше аналогичного слоя для спеченных заготовок (рис. 5, з).

При уплотнении некомпактных заготовок винтовой экструзией их циклично подвергали

пластической деформации при интенсивном воздействии касательных напряжений в условиях гидростатического сжатия. Интенсификацию касательных напряжений, способствующих захлопыванию пор во всем поперечном сечении заготовки, реализовывали путем цикличного поворота сечения заготовки относительно продольной оси при прохождении винтового канала матрицы. В результате наблюдалось интенсивное уплотнение спеченных заготовок как в периферийной, так и в центральной зонах (рис. 7).

Исследования эволюции порового пространства в спеченных заготовках под воздействием интенсивной пластической деформации винтовой экструзией показало, что данный метод является эффективным для уплотнения объемных некомпактных заготовок. Особенность ИПД, связанная с деформацией без формоизменения, предопределяет возможность реализации последовательно ряда циклов деформации и, тем самым, уплотнение заготовок до величины, приближающейся к аналогичному значению для заготовок в литом и деформированном состояниях [19].

Результаты определения механических свойств спеченных заготовок в исходном состоянии и после исследованных технологических методов уплотнения, позволили оценить эффективность их применения. Механические свойства оценивали по результатам испытаний на растяжение при комнатной температуре и ударной вязкости партии стандартных образцов, изготовленных из призматических заготовок в исходном (после спекания) состоянии, подвергнутых ГИП и интенсивной деформации методом ВЭ (табл. 1).

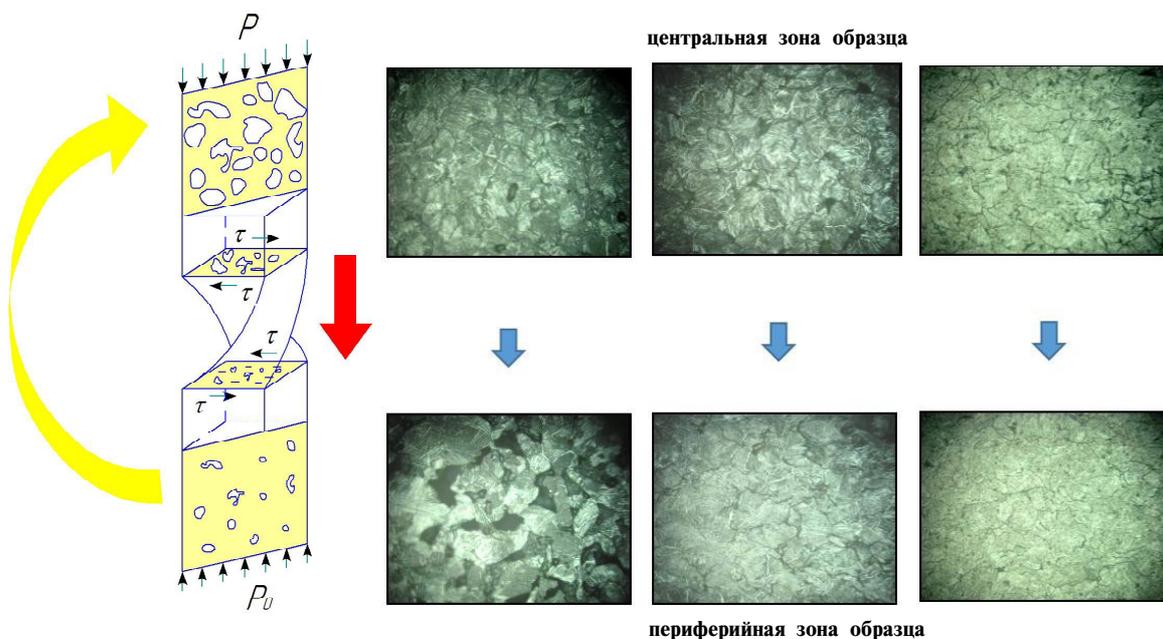


Рис. 7. Схема уплотнения спеченных заготовок винтовой экструзией (а) и макроструктура спеченных образцов в различных зонах после одного (б), двух (в) и трех (з) циклов деформации.  $P$  – давление прессования;  $P_0$  – противодавление;  $\tau$  – касательные напряжения

Таблица 1 – Механические свойства спеченных образцов в различных состояниях

Состояние образца	Предел прочности, $\sigma_b$ , МПа	Условный предел текучести, $\sigma_{0,2}$ , МПа	Относительное удлинение, $\delta$ , %	Относительное сужение, $\psi$ , %	Ударная вязкость, КСТ, кДж/м <sup>2</sup>
спеченное	325	285	6	3	1078
спеченное +ГИП	375	289	9,4	7,4	1130
спеченное + ВЭ	690	635	15	19	882

Учитывая, что пористость для некомпактных тел в значительной степени определяет уровень их прочности, можно утверждать, что установленные значения механических характеристик хорошо коррелируют с результатами исследования особенностей уплотнения при ГИП и ВЭ. Наблюдаемые незначительные изменения характеристик прочности и пластичности после ГИП, учитывая, что рабочая зона цилиндрического образца для испытаний на растяжение соответствовала центральной зоне призматической заготовки, подверженной изостатическому прессованию, являются следствием недостаточной степени уплотнения центральной зоны заготовки. Тонкий, упрочненный поверхностный слой не оказывает существенного влияния на ударную вязкость образцов т. к. в процессе динамического разрушения его доля мала в сравнении с площадью поперечного сечения образца.

Значительное повышение прочности и пластичности спеченных образцов после ИПД методом ВЭ связано с эффективным объемным уплотнением заготовки. Немаловажным аспектом повышения прочности является также хорошо изученный на компактных материалах эффект упрочнения при фрагментации структуры материала, характерной для ВЭ [17, 19, 20]. С эффектом фрагментации, вероятно, связано и наблюдаемое снижение ударной вязкости.

#### Выводы

На основании полученных результатов исследования микроструктуры и механических свойств заготовок, после различных технологических методов упрочнения, можно сделать следующие выводы.

В процессе ГИП уплотняется тонкий поверхностный слой спеченных из металлических порошков заготовок. Центральная зона заготовок остается плохо проработанной. В ней отмечается уменьшение среднего размера пор, однако, их полное залечивание не происходит. Уровень механических свойств образцов из спеченных заготовок, подверженных ГИП, повышается незначительно.

Интенсивная пластическая деформация винтовой экструзией объемных заготовок, синтезированных из металлических порошков, способствует эффективному уплотнению по всему поперечному сечению и существенному повышению уровня механических свойств.

Таким образом, ГИП является эффективным методом при обработке тонкостенных деталей, полученных методами порошковой металлургии, геометрия которых окончательно сформирована в процессе предшествующих технологических операций прессования и спекания, а также литых заготовок и покрытий. Использование ГИП для уплотнения заготовок, полученных из металлических порошков, которые будут использоваться для изготовления деталей путем последующей механической обработки, является не целесообразным. Наиболее рациональным технологическим методом уплотнения спеченных титановых заготовок является интенсивная пластическая деформация винтовой экструзией.

#### Список литературы

1. Манохин А. И. Развитие порошковой металлургии / А. И. Манохин, М. Х. Шорников. — М. : Наука, 1988. — 77 с.
2. Кокорин В. Н. Прессование деталей и заготовок с использованием механических смесей с различным фазовым состоянием / В. Н. Кокорин. — Ульяновск : УлГТУ, 2009. — 51 с.
3. Guang Ran The effect of hot isostatic pressing on the microstructure and tensile properties of an unmodified A356-T6 cast aluminum alloy / Guang Ran, Jingen Zhou, Q.G. Wang // Journal of Alloys and Compounds, 2006. — Vol. 421. — P. 80–86.
4. Ходанов С. П. Влияние газостатирования на структуру и свойства слитков алюминиевого заклепочного сплава Д18 / [С. П. Ходанов, В. В. Телешов, В. В. Захаров, А. П. Головлева] // Технология легких сплавов, 2008. — № 2. — С. 81–90.
5. Качество отливок рабочих лопаток турбины, модифицированных наночастицами тугоплавких соединений и обработанных ГИП / [А. Я. Качан, Н. А. Лысенко, А. С. Дудников, С. А. Уланов] // Вестник двигателестроения, 2014. — № 1. — С. 75–81.
6. G. Appa RaoSarma Effect of standard heat treatment on the microstructure and mechanical properties of hot isostatically pressed superalloy Inconel 718 / G. Appa Rao, Mahendra Kumar, M. Srinivas, D.S. Sarma // Materials Science and Engineering, 2003. — A355. — С. 114–125.
7. Структурно-фазовые превращения и меха-

- нические свойства титановых сплавов, полученных методом порошковой металлургии, после горячего изостатического прессования / [А. И. Дехтяр, И. В. Моисеева, В. В. Невдача, Д. Г. Саввакин] // Физика и техника высоких давлений, 2012. — Т. 22, Vol. 4. — С. 90–102.
8. Rainer Gerling Spray forming of Ti 48.9Al (at.%) and subsequent hot isostatic pressing and forging / Rainer Gerling, F.P. Schimansky, G. Wegmann, J.X. Zhang // Materials Science and Engineering, 2002. — A326. — P. 73–78.
  9. Khor K.A. Post-spray hot isostatic pressing of plasma sprayed Ti-6Al-4V hydroxyapatite composite coatings / K.A. Khor, C.S. Yip, P. Cheang // Journal of Materials Processing Technology. — 1997. — № 71. — P. 280–287.
  10. Delo D. P. Early stage consolidation mechanisms during hot isostatic pressing of Ti-6Al-4V powder compacts / D. P. Delo, H. R. Piehler // Acta materials, 1999. — Vol. 47.— № 9. —P. 2841–2852.
  11. Delo D. P. Modeling of hot isostatic pressing and hot triaxial compaction of Ti-6Al-4V powder / D. P. Delo, R. E. Dutton, S. L. Semiatin // Acta materials, 1999. — Vol. 47.— № 11. — P. 3159–3167.
  12. Винтовая экструзия порошковых заготовок. II. Эксперимент и обсуждение результатов / [Я. Е. Бейгельзимер, О. В. Михайлов, А. С. Сынков, М. Б. Штерн] // Физика и техника высоких давлений. — 2008. — Т. 18. — № 3. — С. 92–97.
  13. Бейгельзимер Я. Е. Исследование возможности уплотнения образцов из алюминиевой стружки методом винтовой экструзии / Я. Е. Бейгельзимер, А. И. Шевелев, С. Г. Сынков // Порошковая металлургия. — 2004. — № 11–12. — С. 1–5.
  14. R. Lapovok Low-temperature compaction of Ti-6Al-4V powder using channel angular extrusion with back pressure / R. Lapovok, D. Tomus, V.C. Muddle // Materials Science and Engineering, 2008. —A490. — P. 171–180.
  15. Баглюк Г. А. Повышение эффективности уплотнения пористых заготовок за счет интенсификации сдвиговых деформаций / Г. А. Баглюк // Реологія, структура, властивості порошкових та композиційних матеріалів : зб. наук. праць. — Луцьк : РВВ ЛДТУ, 2004. — С. 35–48.
  16. Баглюк Г. А. Влияние деформационных параметров на структуру и свойства горячештампованных порошковых материалов / Г.А. Баглюк // Обработка материалов давлением. — 2011. — № 1 (26). — С. 139–145.
  17. Винтовая экструзия — процесс накопления деформации / [Я. Е. Бейгельзимер, В. Н. Варюхин, Д. В. Орлов и др.]. — Донецк : Фирма ТЕАН, 2003. — 87 с.
  18. Моисеев В. Н. Металлургия гранул высокопрочного титанового сплава / [В. Н. Моисеев, Н. В. Сысоева, Т. В. Ишунькина]. — ВИАМ, 1995. — 8 с.
  19. Павленко Д. В. Влияние исходного состояния титановых полуфабрикатов, подверженных интенсивной пластической деформации, на структуру и свойства /Д. В. Павленко, А. В. Овчинников // Фізико-хімічна механіка матеріалів. — 2015. — №. 1. — С. 15–24.
  20. Deformation behavior and plastic instabilities of ultrafine-grained titanium / [D. Jia, Y. M. Wang, K. T. Ramesh etc.] // Applied physics letters, 2001. — Vol. 79. №5. — P. 611–613.

Поступила в редакцию 02.02.2015

#### **Павленко Д.В. Технологічні методи ущільнення спечених титанових заготовок**

*Досліджено особливості ущільнення заготовок зі спечених титанових сплавів при високоенергетичному впливі методами гарячого ізостатичного пресування і інтенсивного пластичного деформування гвинтовою екструзією. Встановлено, що ізостатичне пресування, для заготовок із досліджених порошків титану та умов компактування, приводить до ущільнення поверхневого шару. Гвинтова екструзія забезпечує отримання компактної структури за всім об'ємом заготовок.*

**Ключові слова:** порошки титану, спечені заготовки, гаряче ізостатичне пресування, інтенсивна пластична деформація, гвинтова екструзія, пористість, структура, властивості.

#### **Pavlenko D. Technological methods of sealing sintered titanium billets**

*The features of sealing blanks of sintered titanium alloys with high-impact-energy by hot isostatic pressing and intensive plastic deformation twist extrusion are investigated. It has been established that the isostatic pressing, blanks for the investigated conditions and titanium powders compaction leads to compaction of the surface layer. The twist extrusion provides a compact structure throughout the volume of the blanks.*

**Key words:** titanium powder, sintered blades, hot isostatic pressing, severe plastic deformation, twist extrusion, porosity, structure, properties.

УДК.669.15

**Канд. техн. наук В. В. Нетребко***Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье*

## **ВЛИЯНИЕ УГЛЕРОДА И ХРОМА НА ОБРАБАТЫВАЕМОСТЬ РЕЗАНИЕМ ИЗНОСОСТОЙКИХ ЧУГУНОВ, ЛЕГИРОВАННЫХ НИКЕЛЕМ И МАРГАНЦЕМ**

*Показано, что наличие заэвтектических карбидов значительно ухудшает обработку резанием износостойких хромистых чугунов, легированных Ni и Mn, поэтому содержание углерода и хрома в чугунах должно обеспечивать образование карбидной эвтектики. Для большинства износостойких хромистых чугунов, легированных Ni и Mn, содержание углерода до 2,8 % и хрома до 24 % обеспечивает удовлетворительную обрабатываемость.*

**Ключевые слова:** чугун, углерод, хром, обрабатываемость резанием.

### **Введение**

Высокохромистые износостойкие чугуны (ИЧХ) являются многокомпонентными сплавами с разнообразными структурами и широким диапазоном физических и химических свойств. Они применяются для изготовления деталей машин, работающих в условиях интенсивного абразивного и гидроабразивного изнашивания. Вследствие высокой твердости и, соответственно, износостойкости эти материалы характеризуются неудовлетворительной обрабатываемостью. Это делает невозможным получение из этих сплавов фасонных деталей, требующих механической обработки [1].

При механической обработке материал детали подвергается силовому воздействию резца, а также тепловому воздействию за счет трения между резцом и деталью. При силовом воздействии в обрабатываемом материале возникают внутренние напряжения, протекает пластическая деформация, упрочнение (наклеп). Повышение температуры в зоне резания может вызывать структурные изменения в обрабатываемом материале.

Обрабатываемость резанием является комплексным показателем, зависящим от исходной структуры и свойств материала детали, состояния литой поверхности, наличия литейных дефектов (раковин), материала резца, режимов резания, процессов, вызывающих изменение структуры во время обработки и других факторов. Улучшение обрабатываемости высокохромистых чугунов достигалось за счет смягчающей термической обработки [2–7]. Для восстановления износостойких свойств этих материалов производилась дополнительная термическая обработка. Такая технология является дорогостоящей и энергозатратной.

Оценка обрабатываемости ИЧХ [2–8] производилась путем сверления или методом торцевого точения. В результате этих исследований были раз-

работаны рекомендации по выбору режимов точения для конкретных марок чугунов и деталей.

Влияние углерода и хрома на обрабатываемость износостойких чугунов, не содержащих никель, после смягчающей термической обработки исследовалось М. Е. Гарбером [2, 5]. Установлено, что для чугунов с 12 % Cr и 1,5 % Mo ухудшение обрабатываемости наступает при содержании углерода свыше 3,2 % после появления в структуре заэвтектических карбидов и сетки цементита. Для чугунов, содержащих 3 %C, 1,5 %Mo и 0,8 % Mn, ухудшение обрабатываемости наблюдалось при содержании хрома свыше 30 %, что связано с повышением твердости основы в результате легирования ее хромом, а также с появлением в структуре чугунов крупных заэвтектических карбидов.

По данным [2, 5] обрабатываемость комплексно-легированных чугунов, содержащих до 3 % Ni (ИЧ290Х28Н2) и 3 %Mn (ИЧ260Х17Н3ГЗ), нельзя улучшить смягчающей термической обработкой, что объясняется избыточным легированием этих чугунов, стабильностью аустенита и невозможностью получения продуктов перлитного распада.

Систематизированные данные об обрабатываемости резанием ИЧХ в литом состоянии лезвийным инструментом при продольном точении практически отсутствуют.

Влияние хрома на физические и технологические свойства сплавов обуславливается его способностью: ограничивать  $\gamma$ - область железа; образовывать ряд непрерывных твердых растворов замещения с  $\alpha$ - железом; снижать растворимость углерода в основе и образовывать специальные карбиды; повышать прокаливаемость при содержании его до 7 % и обеспечивать коррозионную стойкость, при его содержании более 13 %.

Влияние углерода на обрабатываемость высокохромистых чугунов обусловлено количеством карбидной фазы, ее типом, распределением и формой карбидов. В зависимости от соотношения углерода и хрома в чугунах образуются карбиды  $Me_3C$ ,  $Me_7C$  и  $Me_{23}C_6$ .

Цель работы заключалась в изучении влияния углерода и хрома на обрабатываемость комплексно-легированных ИЧХ в литом (не термообработанном) состоянии лезвийным инструментом при продольном точении путем построения зависимостей износа резца от содержания углерода и хрома.

#### Материал и методики исследований

Влияние углерода на обрабатываемость чугуна определяли при 20,2 % Cr, 1,14 % Mn; 1,53 % Ni и 1,26% Si. Влияние хрома на обрабатываемость определяли при 2,78 % C, 1,82 % Mn; 1,09 % Ni и 1,13 % Si. Чугун выплавляли в индукционной печи с основной футеровкой. В сухие формы отливали цилиндрические образцы диаметром 30 мм и длиной 400 мм. Литые образцы предварительно обтачивались до диаметра 25 мм. Для точения использовали резцы с пластинами 10 × 10 мм из сплава BK8 по ГОСТ 19051–80. Режимы резания: глубина резания – 0,8 мм; продольная подача – 0,15 мм/об, частота вращения шпинделя при точении 200...630 об/мин. СОЖ не применяли. Оценка обрабатываемости чугунов производилась путем определения линейного износа задней поверхности резца на единицу длины пути резания. Анализ структуры выполняли на оптическом микроскопе Sigeta MM-700 и РЕМ 106И.

#### Анализ полученных результатов

Увеличение содержания углерода в ИЧХ от 1,09 % до 3,74 % вызывало увеличение количества карбидов от 9 % до 35% соответственно.

При содержании углерода до 1,6 % в структуре чугунов преобладают карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_{23}C_6$ , не образующие сплошного каркаса (рис. 1, а). Карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_7C$  находятся в виде небольших мелкодисперсных эвтектических колоний.

При дальнейшем увеличении углерода в чугуне до 2,36 % увеличивается количество эвтектических карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C$ , при этом карбидная фаза состоит из карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_{23}C_6$  и  $(Cr,Fe,Mn)_7C$  (рис. 1, б). При содержании углерода в интервале 2,43 % карбидная фаза представлена только эвтектическими карбидами  $(Cr,Fe,Mn)_7C$  (рис. 1, в). При содержании углерода свыше 3 % в чугунах наблюдалось образование заэвтектических карбидов (рис. 1, г).

Изменение количества и типа карбидов оказало влияние на обрабатываемость чугуна. Хорошую обрабатываемость имели чугуны, содержа-

щие до 2,36 % углерода, структура которых состояла из мелкодисперсных карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_{23}C_6$  и эвтектических колоний карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C$  (рис. 2).

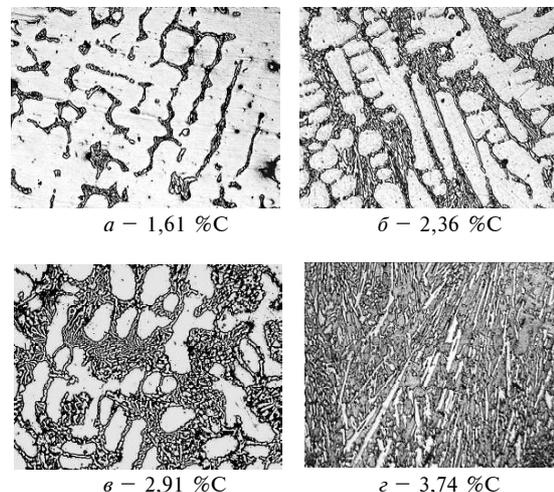


Рис. 1. Типы карбидов в чугунах с различным содержанием углерода, × 200: а – карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_{23}C_6$ ; б – карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_{23}C_6$  и  $(Cr,Fe,Mn)_7C$ ; в – эвтектические карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$ ; г – эвтектические и заэвтектические карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$

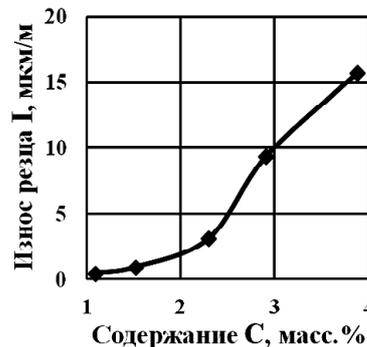


Рис. 2. Влияние углерода на интенсивность изнашивания резца

Увеличение содержания углерода в чугуне вызывало преобладание в структуре карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$ , обладающих высокой твердостью. По мере увеличения доли карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$  увеличивалась интенсивность изнашивания резца при одинаковых скоростях резания.

Анализ зависимостей интенсивности изнашивания резца с различным содержанием углерода (рис. 2) показал, что хорошей обрабатываемостью обладают чугуны, содержащие до 2,3 % C, удовлетворительной обрабатываемостью обладают чугуны, содержащие до 3,0 % C при 20,2 % Cr.

Влияние хрома на обрабатываемость чугуна проявляется в его воздействии на карбидную фазу и металлическую основу, а также в смещении точки образования эвтектики в сторону меньших содержаний углерода.

Увеличение содержания хрома с 11,24 % до 29,86 % вызвало увеличение количества карбидов с 25 % до 35 % соответственно.

В чугунах, содержащих до 12 % хрома, карбидная фаза представлена в основном легированным цементитом, образующим сплошной каркас (сетку) (рис. 3, а). Содержание хрома в металлической основе составляло около 5 %.

При увеличении содержания хрома в чугуне до 23,4 % карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_3C$  постепенно замещались колониями эвтектических карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$  (рис. 3 б, в). Образование в структуре чугуна карбидной эвтектики разрушало сетку цементита. Содержание хрома в основе повысилось до 13 %.

При содержании 23,4 % Cr структура чугуна состояла из эвтектических карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$ . Дальнейшее увеличение содержания хрома в чугуне вызвало образование крупных заэвтектических карбидов (рис. 3, г), содержание хрома в основе достигало 18 %.

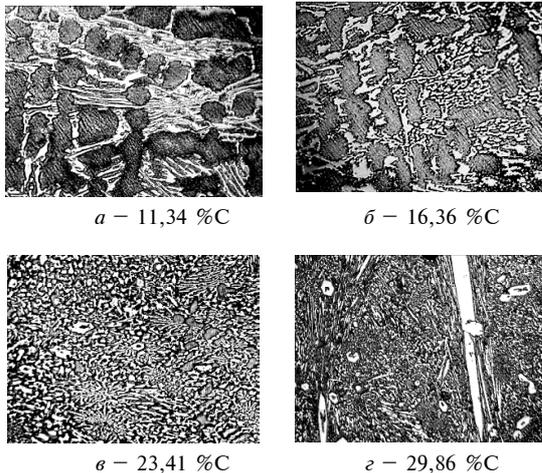


Рис. 3. Типы карбидов в чугунах с различным содержанием хрома,  $\times 200$ : а – карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_3C$ ; б – эвтектические колонии карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$  и ледебурит; в – эвтектические карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$ ; г – эвтектические колонии карбидов и заэвтектические карбиды  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$

Структурные изменения, а также легирование металлической основы хромом при увеличении его содержания в чугуне оказали влияние на интенсивность изнашивания резца (рис. 4).

Снижение интенсивности изнашивания резца при увеличении содержания хрома до 16 % объясняется образованием карбидной эвтектики, разрушающей сетку цементита. При дальнейшем увеличении содержания хрома обрабатываемость чугуна ухудшалась за счет увеличения количества карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$ , обладающих более высокой твердостью, чем цементит, а также твердорастворным упрочнением при повышении концентрации хрома в основе. Появление в структу-

ре чугуна заэвтектических карбидов  $(Cr,Fe,Mn)_7C_3$  при содержании хрома в чугуне более 24 % вызвало увеличение интенсивности изнашивания резца.

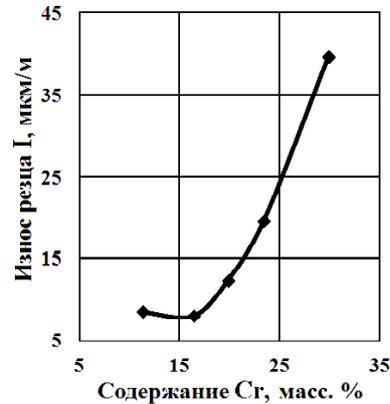


Рис. 4. Влияние хрома в чугуне на интенсивность изнашивания резца

Анализ зависимостей интенсивности изнашивания резца при различных содержаниях хрома (рис. 4) показал, что чугуны, содержащие до 24 % Cr при 2,8 % C обладают удовлетворительной обрабатываемостью.

#### Выводы

1. Содержание углерода и хрома в чугунах, для удовлетворительной обрабатываемости резанием, должно обеспечивать образование карбидной эвтектики, при этом содержание углерода не должно превышать 3,0 %, при содержании хрома 20 %.

2. При увеличении содержания хрома в чугуне до 24 % содержание углерода необходимо уменьшать до 2,8 %, для сохранения удовлетворительной обрабатываемости.

#### Список литературы

1. Гаврилюк В. П. Свойства высокохромистых сплавов / В. П. Гаврилюк, Е. А. Марковский, Л. И. Бутенко // Литейное производство. – 1998. – № 7. – С. 20–22.
2. Гарбер М. Е. Отливки из белых износостойких чугунов / Гарбер М. Е. – М. : Машиностроение. – 1972. – 112 с.
3. Чабак Ю. Г. Новые подходы к выбору режима смягчающей термической обработки высокохромистых чугунов / Ю. Г. Чабак, В. Г. Ефременко, А. С. Кравцов // Тезисы 73-й международной научно-практической конференции «Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта». – Днепропетровск : ДИИЖТ. – 2013. – С. 282–283.
4. Герек А. Легированный чугун – конструкционный материал / Герек А., Байка Л. – М. : Металлургия. – 1978. – 208 с.

5. Гарбер М. Е. Износостойкие белые чугуны : свойства, структура, технология, эксплуатация / Гарбер М. Е. – М. : Машиностроение, 2010. – 280 с.
6. Влияние термической обработки на свойства высокохромистого чугуна / [М. Н. Беркун, И. П. Волчок, И. В. Живица, В. И. Топал] // Металловедение и термическая обработка металлов. – 1971. – № 1. – С. 64–66.
7. Чабак Ю. Г. Влияние режима отжига на микроструктуру и твердость высокохромистых чугунов с повышенным содержанием аустенитообразующих элементов / Ю. Г. Чабак // Строительство, материаловедение, машиностроение : Сб. научн. тр. – Днепропетровск : ПГА-СиА. – 2013. – Вып. 65. – С. 188–192.
8. Футорян С. Б. Обработка износостойких материалов песковых и грунтовых насосов : Сб. Новое в технологии машиностроения / Труды ВНИИНМАШ. – М. : Машгиз. Вып. 1. – 1965. – С. 177–195.

Поступила в редакцию 11.12.2014

**Нетребко В.В. Вплив вуглецю та хрому на обробку різанням зносостійких чавунів, легованих нікелем та марганцем**

*Показано, що присутність заевтектичних карбідів значно погіршує обробку різанням зносостійких хромистих чавунів, легованих Ni та Mn, тому вміст вуглецю та хрому в чавуні повинен забезпечувати утворення карбідної евтектики. Для більшості зносостійких хромистих чавунів, легованих Ni та Mn, вміст вуглецю до 2,8 % и хрому до 24 % забезпечує задовільну механічну обробку різанням.*

**Ключові слова:** чавун, вуглець, хром, обробка різанням.

**Netrebko V. The influence of carbon and chromium on the machinability of wear resistant cast irons alloyed with nickel and manganese**

*It is shown that the presence of hypereutectic carbides significantly worsens the machinability of wear resistant chromium cast irons alloyed with Ni and Mn, that's why carbon and chromium content in the cast iron has to provide carbide eutectic formation. For most wear resistant chromium cast irons alloyed with Ni and Mn the content of carbon up to 2.8 % and chromium up to 24 % provides satisfactory mechanical machinability.*

**Key words:** cast iron, carbon, chromium, machinability.

УДК 621.9.2

І. А. Бойко<sup>1,2</sup>, канд. техн. наук В. В. Солоха<sup>2</sup>, д-р техн. наук Л. Й. Івченко<sup>2</sup><sup>1</sup>АО «Мотор Січ», <sup>2</sup>Запорізький національний технічний університет; м. Запоріжжя

## ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ 5-КООРДИНАТНОГО ОБРОБНОГО ЦЕНТРУ

*Проведено динамічний аналіз 5-координатного обробного центру. Визначено 6 ведучих частот і форм власних коливань, що лежать в діапазоні від 0 до 170 Гц. Проведено дослідження впливу зміни положення рухомих вузлів верстата, фізико-механічних властивостей складових елементів технологічної системи, варіантів встановлення верстата на частоту власних коливань обробного центру, та амплітуду коливань збурення переднього кінця шпинделя.*

**Ключові слова:** модальний аналіз, частота власних коливань, амплітуда.

### Постановка задачі

Широке застосування багатокоординатних високошвидкісних обробних центрів, пов'язане із необхідністю обробки складнопрофільних поверхонь і зменшенням кількості операцій механічної обробки у технологічному процесі виробництва, призводить до появи нових вимог до технологічного обладнання.

Застосування принципів високошвидкісної обробки спричиняє необхідність використання обладнання у широкому діапазоні частот обертання шпинделя, а також зумовлює значне підвищення швидкості лінійних і кругових переміщень робочих органів верстата, що, в першу чергу, відобразиться на трибовузлах обладнання, вимоги до яких в області забезпечення плавності переміщень, точності позиціонування, реверсування руху вузлів, підвищуються, оскільки, в наслідок таких процесів, виникають коливання, які негативно впливатимуть на якість і точність обробки.

Колівання вузлів верстата, під час роботи, призводить як до погіршення якості оброблених поверхонь, так і до прискорення процесів зношування, а також руйнування різального інструменту. Тому будь яка задача динаміки зводиться в першу чергу до визначення частот власних коливань (ЧВК), з-поміж яких, за допомогою гармонічного аналізу, визначаються частоти, на яких коливання переднього кінця шпинделя матимуть найбільші значення.

Необхідність проведення динамічного аналізу виникає як на етапі проектування нового обладнання, так і під час модернізації для збільшення технологічних можливостей існуючого.

### Мета статті

На базі розробленої математичної моделі верстата провести модальний і гармонічний аналіз, визначити вплив різних чинників динамічної системи на частоту власних коливань обробного

центру, та амплітуду коливань збурення переднього кінця шпинделя і поворотного – круглого стола.

### Методика і результати дослідження

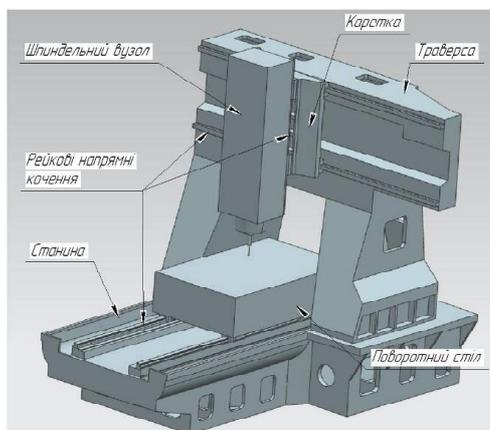
Оцінка динамічної якості 5-координатного обробного центру проводиться методом скінчених елементів (МСЕ) за допомогою модального і гармонічного аналізу конструкції. Модальний аналіз дозволяє визначити частоти і форми власних коливань елементів системи, або системи в цілому [3–5]. Гармонічний аналіз показує відгук системи на дію гармонічної сили (сили різання) і показує, яка ЧВК і в якій мірі впливатиме на точність і якість обробки.

Аналіз динамічної якості обробних центрів умовно можна поділити на наступні етапи:

- 1) Розробка геометричної моделі і її оптимізація.
- 2) Створення математичної моделі: призначення властивостей матеріалів; встановлення обмежень на лінійні переміщення; призначення типів і властивостей взаємодії контактних елементів; генерація скінчено-елементної сітки.
- 3) Розрахунок частот власних коливань поворотного столу.
- 4) Проведення гармонічного аналізу. Визначення ведучих модальних частот і форм коливань.
- 5) Визначення і аналіз засобів впливу на частоти власних коливань системи верстата.
- 6) Висновки.

Аналіз частот власних коливань проведено для 5-координатного обробного центру Ricomax 820 VERSA, що складається із станини, траверси, каретки, що переміщується вздовж траверси за віссю Y, шпиндельного вузла, який переміщується по каретці вздовж осі Z та поворотного столу (лінійна вісь X) (рис. 1).

За базу приймаємо модель, де рухомі вузли (шпindelний вузол, каретка і поворотний стіл) розташовані посередині осей, вздовж яких вони переміщуються.



**Рис. 1.** Геометрична модель 5-координатного обробного центру

Поворотний стіл, динамічний аналіз якого наводиться в роботі [6], був замінений прямокутним паралелепіпедом, вага якого, через призначення відповідної густини, відповідає вазі реального вузла. Шпindelний вузол також було змодельовано спрощено. Оскільки шпindelний вузол і поворотний стіл не є безпосередньо об'єктами дослідження, а виступають лише як зосереджені маси, що переміщуються вздовж відповідних осей, то для того, щоб не відволікатися на коливання цих елементів, їх модуль пружності було значно збільшено.

Властивості матеріалів, з яких виготовлені вузли верстата наведені у таблиці 1.

Скінчено-елементна модель складається з 92991 елементів, з'єднаних 178150 вузлами.

Окремі деталі з'єднані між собою контактними скінченими елементами, встановленими в зафіксоване положення («bonded»).

Верстат встановлюється на три опори, які сприймають навантаження від 2700 кг до 4300 кг. Ці опори сприймають відносно велике навантаження від ваги верстата, через що можна вважати, що в місцях їх контакту зі станиною переміщення будуть мінімальними, або близькими до нуля. Тому в цих місцях задаються нульові переміщення за трьома осями.

Виходячи з того, що гранична частота обертання шпинделя складає 14000 об/хв, то максимальна частота збурення сягатиме 933Гц [6]. В даному діапазоні лежить 85 ЧВК. Більшість отриманих ЧВК лежить в діапазоні частот, що відповідають високошвидкісному різанню, яке характеризується зняттям малого припуску на великій швидкості і з малими силами різання, а амплітуди коливань на цих частотах будуть достатньо малими. Тому, пропонується розглядати частоти обертання шпинделя до 2500 об/хв, на яких відбувається силове різання інструментом великого діаметру і зйомом відносно великого припуску. Досліджуваний діапазон лежатиме в межах від 0 до 170Гц. В даному діапазоні знаходиться 8 ЧВК, наведених у таблиці 2.

Отриману першу частоту можна вважати достатньо низькою (приблизно відповідає 550 об/хв для чотирикутої фрези). Це означатиме, що система буде відкликатися на силове різання на середніх і низьких частотах обертання шпинделя. На цих частотах обертання характерна обробка титанових, нержавіючих і жароміцних сплавів із зняттям припуску в діапазоні від 0,5–5 мм.

Враховуючи замкнутість системи ВПІД, амплітуду коливань збурення, як відгук на дію гармонічної сили, необхідно визначати як для переднього кінця шпинделя, так і для поворотного столу, на якому встановлюється деталь і пристосування.

Отриману першу частоту можливо вважати достатньо низькою (приблизно відповідає 550 об/хв для чотирикутої фрези). Це означатиме, що система буде відкликатися на силове різання на середніх і низьких частотах обертання шпинделя. На цих частотах обертання характерна обробка

**Таблиця 1** – Властивості елементів верстата, що моделюються

Деталь	Матеріал	Модуль пружності $E$ , ГПа	Коефіцієнт Пуассона, $\mu$	Густина $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>
Рейкові напрямні	Вуглецева сталь	211	0,3	7812
Каретки напрямних	Вуглецева сталь	211	0,3	7812
Шпindel	Модельний матеріал	2200	0,3	5508
Стіл	Модельний матеріал	2200	0,3	5112
Станина	СЧ20	110	0,28	7200
Траверса	СЧ20	110	0,28	7200
Каретка	СЧ20	110	0,28	7200

**Таблиця 2** – Частоти власних коливань 5-ти координатного обробного центру

№ частоти	1	2	3	4	5	6	7	8
Частота, Гц	37,36	44,74	77,6	109,75	125,8	139,9	162,14	175,38

титанових, нержавіючих і жароміцних сплавів зі зняттям припуску в діапазоні від 0,5–5 мм.

Враховуючи замкнутість системи ВПІД, амплітуду коливань збурення, як відгук на дію гармонічної сили, необхідно визначати як для переднього кінця шпинделя, так і для поворотного столу, на якому встановлюється деталь і пристосування.

До центру циліндра, що імітує різальний інструмент, прикладається сила, яка складається з трьох векторів, направлених вздовж осей системи координат геометричної моделі, кожен з яких дорівнює 100Н. Визначалося переміщення в точці різання внаслідок коливань елементів пружної системи верстата, як відгук на дію гармонічної сили, що імітує силу різання. Демпфірування системи встановлюється на рівні 2 %.

На рисунках 2 і 3 наводяться максимальні переміщення переднього кінця шпинделя (рис. 2) і поворотного столу (рис. 3) за осями X, Y, Z. Оскільки поворотний стіл змодельовано умовно, як тіло з високим модулем пружності, то амплітуду коливань пропонується знаходити для однієї з кутових точок столу, приймаючи, що значення амплітуди в цих точках повинні бути максимальними. Порівнюючи амплітуди коливань збурення, варто відзначити, що біля переднього кінця шпинделя вони значно більші, у порівнянні з коливаннями поворотного столу, для якого максимальні значення припадають на перші шість частот і не перевищують 1 мкм. Максимальні амплітуди коливань збурення переднього кінця шпинделя припадають на частоти  $f_1$ ,  $f_2$  і  $f_6$ , сягаючи 3 мкм за окремими осями.

На першій частоті спостерігаються згині коливання, що проявляються у розгойдуванні траверси навколо осі Y (рис. 4, а), центр якої проходить приблизно через дві задні опори, що встановлені під станиною. Максимальна амплітуда коливань буде спостерігатися при переміщенні шпиндельного вузла в найвище положення за віссю Z. Друга частота характеризується розхитуванням траверси навколо осі X (рис. 4, б), що стримується опорами з обох боків станини, і відбувається навколо осі передньої опори. Як і на першій ЧВК, максимальна амплітуда коливань збурення спостерігається на передньому кінці шпинделя.

Крутильні коливання траверси навколо осі Z спостерігаються на третій ЧВК (рис. 5, а), при цьому амплітуда коливань за віссю X і Y буде збільшуватися при переміщенні шпиндельного вузла вздовж осі Y, по мірі віддалення від центру кручення. На четвертій ЧВК (рис. 5, б) відбуваються яскраво виражені поздовжні переміщення траверси і станини вздовж осі Z із деяким крученням траверси в площині XY. При переміщенні шпиндельного вузла вздовж осі Y, ближче до точ-

ки зміни інструмента, амплітуда коливань зростатиме.

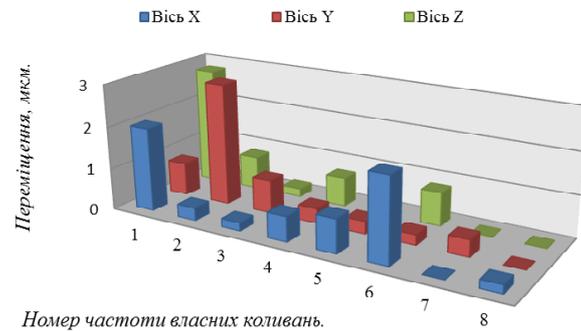


Рис. 2. Амплітуда коливань збурення від гармонійно діючої сили для переднього кінця шпинделя

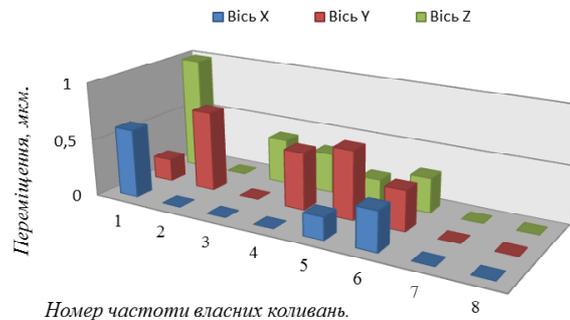


Рис. 3. Амплітуда коливань збурення від гармонійно діючої сили для поворотного столу

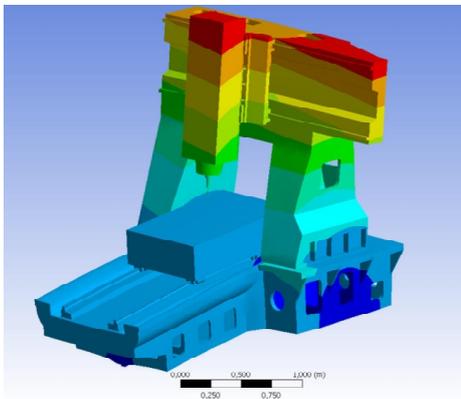
З метою оцінки впливу положення вузлів верстата на зміну частоти власних коливань, були змодельовані варіанти граничних переміщень рухомих вузлів за осями X, Y, Z. Максимальна відстань між крайніми положеннями склала: вісь X – 820мм; вісь Y – 700мм; вісь Z – 450мм.

Виходячи з результатів розрахунку (табл. 3), варто відзначити низький ступінь впливу переміщення шпиндельного вузла і поворотного столу на частоту власних коливань. Переміщення поворотного столу за віссю X та шпинделя за віссю Z і Y призводить до зміни ЧВК в межах від 0 до 3 %. Виключення становить лише переміщення шпинделя в точку зміни інструмента, де найбільше зменшення спостерігається на третій ЧВК і становить 9 %.

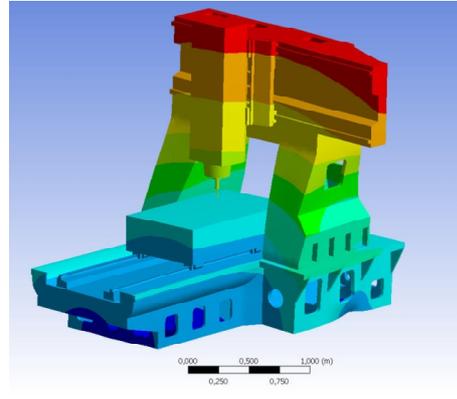
Оскільки шпиндельний вузол і поворотний стіл виступають як зосереджені маси, що переміщуються вздовж базових деталей верстата та мають штучно підвищену жорсткість, то такий низький процент зміни ЧВК може бути зумовлений малою вагою рухомих вузлів, тому існує

необхідність оцінити вплив їх ваги на ЧВК. Для цього густина шпиндельного вузла і поворотного столу була спочатку зменшена, а потім збільшена у два рази (таблиця 4). При зменшенні ваги рухомих вузлів спостерігається зростання ЧВК, а при збільшенні ваги – зменшення.

Зміна ваги шпиндельного вузла суттєво впливає на величину усіх шести ЧВК верстата. Зміна ж ваги поворотного столу яскраво виражена лише для  $f_4$ ,  $f_5$  і  $f_6$  і становить від 8 до 18,7 %.

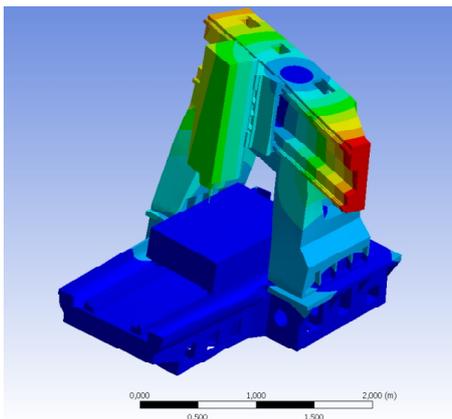


*a*

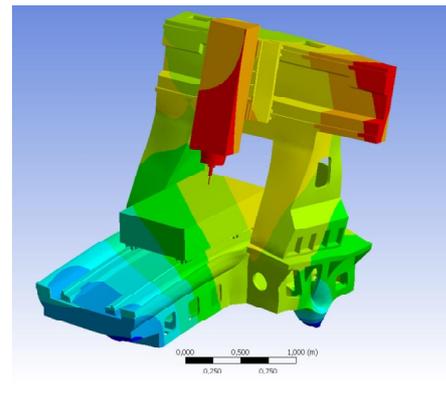


*б*

**Рис. 4.** Частота власних коливань  $f_1$  та  $f_2$ :  $a - f_1 = 37,36$ Гц;  $б - f_2 = 44,74$ Гц

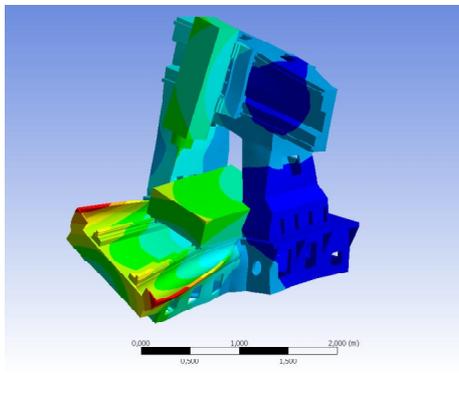


*a*

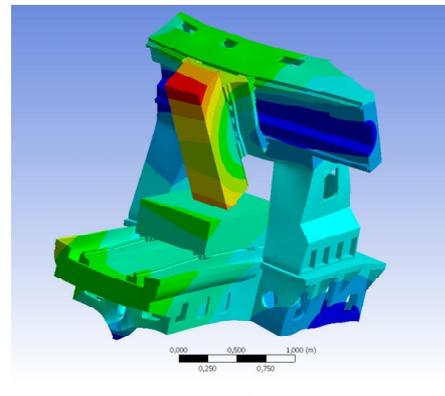


*б*

**Рис. 5.** Частота власних коливань  $f_3$  та  $f_4$ :  $a - f_3=77,61$ Гц;  $б - f_4 = 109,75$ Гц



*a*



*б*

**Рис. 6.** Частота власних коливань  $f_5$  та  $f_6$ :  $a - f_5 = 125,88$ Гц;  $б - f_6 = 139,9$ Гц

Таблиця 3 – Вплив зміни положення рухомих вузлів на частоту власних коливань

Вісь	Положення вузла	Частота власних коливань, Гц					
		f1	f2	f3	f4	f5	f6
Базове положення		37,35	44,74	77,61	109,7	125,8	139,9
X	Переднє	36,2	44,2	76,8	110,3	125	135,8
	Заднє	35,8	44,52	77,35	109,9	125,6	140,3
Y	Зліва	37,45	44,23	73,1	110,2	125,5	139,1
	Справа	36,9	44,34	77,8	109,2	125,2	141
	Точка зміни інструменту	37,15	44,28	71,2	105,7	123,2	137,1
Z	Верхнє	37,9	36,2	77,8	109,5	126	139,9
	Нижнє	36,8	36,1	77,3	109,7	125,5	139,8

Таблиця 4 – Вплив зміни ваги шпиндельного вузла і поворотного столу на ЧВК верстата

Варіанти встановлення опор	Частота власних коливань, Гц					
	f1	f2	f3	f4	f5	f6
Встановлення на 5 опор	46,4	51,3	83,8	122,7	148,4	162,5
Зміна частоти відносно базової конструкції, %	24	14	8	12	18	16
Жорстке закладання	52,9	57,895	89,9	134,73	176,4	210,4
Зміна частоти відносно базової конструкції, %	41	29	15,8	22	40	50

Для повної оцінки і аналізу впливу елементів верстата на ЧВК системи, пропонується додаткове дослідження впливу зміни жорсткості деталей несучої системи верстата за рахунок подвійного збільшення і зменшення модуля пружності матеріалів, з яких вони виготовлені. Подібний аналіз дозволить впливати на ЧВК і їх амплітуду на етапі конструкторсько-технологічного проектування.

Оскільки шпиндельний вузол і поворотний стіл від початку приймалися як абсолютно жорсткі тіла, то в даному аналізі вплив зміни їх жорсткості не досліджувався.

Із попереднього розрахунку траверсу і станину можна вважати основними елементами системи, що коливаються, на досліджуваних ЧВК.

Результати дослідження (табл. 5) показують суттєвий вплив зміни жорсткості траверси і станини на ЧВК. Зміна жорсткості траверси найбільше впливала на другу, третю, четверту і шосту ЧВК, досягаючи зміни у 52 %. Максимальний вплив для усіх 6-ти досліджуваних ЧВК показала станина (від 28 до 59 %). Каретка шпинделя майже не впливає на загальноверстатні ЧВК, отже й не бере участі у їх формуванні.

Розглядаючи ЧВК верстата, було встановлено, що згинні коливання на деякій частоті відбуваються безпосередньо навколо осей, що проходять через опори, на які встановлюється верстат. Простота встановлення верстата на три опори переважила факт появи ЧВК в середньому і малому діапазоні частот обертання шпинделя, оскільки верстат, в першу чергу, розраховано на роботу з високими обертами. Встановлення додаткових опор дозволить збільшити кількість місць на нижній поверхні станини з нульовими переміщеннями, що, в свою чергу, повинно зменшити амплітуду коливань станини (або її піддатливість). Однак кількість опор повинна бути чітко обумовлена на необхідному рівні, оскільки, при

збільшенні їх кількості, навантаження, що сприймає кожна опора, буде зменшуватися, а, отже, при досягненні певного рівня навантаження, переміщення місць з'єднання опор і станини нульовими вважати не можна.

Ще одним варіантом підвищення жорсткості станини може бути жорстке приєднання станини до опор, які будуть встановлені у бетонний фундамент. В даному випадку, чим більше опор – тим вищими повинні бути ЧВК і нижчою амплітуду коливань, але процедура встановлення верстата значно ускладнюється і виникає небезпека впливу на точність та якість обробки коливань від встановленого поруч обладнання.

Для аналізу впливу встановлення додаткових опор на ЧВК та їх амплітуду, пропонується дослідити варіанти встановлення верстата на п'ять опор і при повному жорсткому закладанні станини верстата (рисунок 7), що може бути досягнуто підливкою бетону під станину.

Виходячи з таблиці 6, встановлення верстата на 5 опор дозволяє суттєво підвищити ЧВК верстата, причому найвагоміше підвищення спостерігається на частотах з найбільшими амплітудами коливань (f1, f2, f5, f6) і сягає 24 %. Подібне підвищення сумірне до підвищення жорсткості станини у два рази (таблиця 5). Жорстке закладання станини призводить до збільшення ЧВК в межах від 16 до 50 %.

Однак, введення додаткових обмежень на переміщення, призводить не тільки до підвищення ЧВК верстата, а і до зміни форми та амплітуди деяких коливань. Аналізуючи вплив на частоти і форми власних коливань введення додаткових опор, або жорсткого закладання станини, необхідно відзначити, що такі заходи суттєво збільшують жорсткість станини, частково позбавляючи, або зменшуючи її можливості здійснювати коливальний рух.

**Таблиця 5** – Вплив зміни жорсткості базових деталей на ЧВК

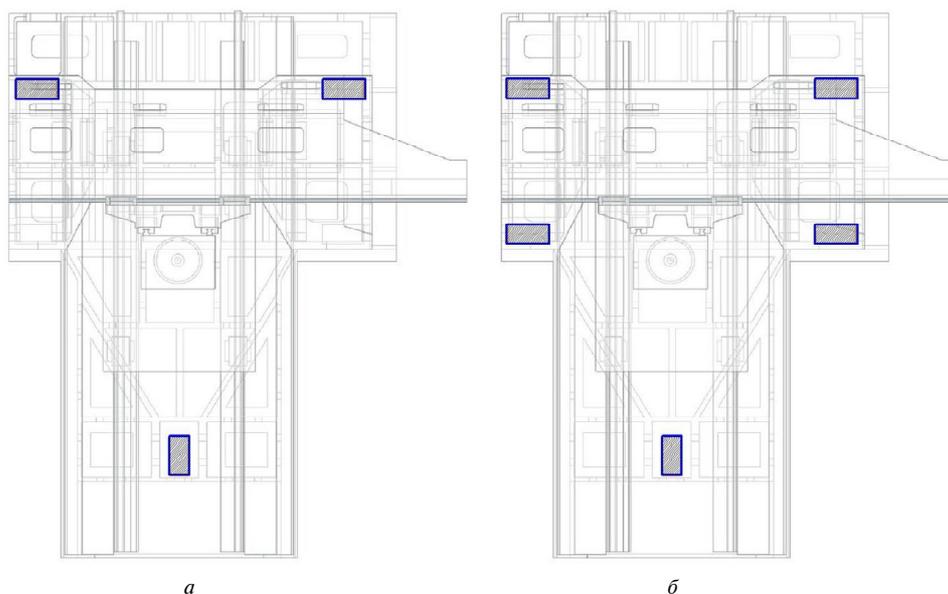
Елемент	E, ГПа	Частота власних коливань, Гц					
		f1	f2	f3	f4	f5	f6
Траверса	55	32,94	37,818	61,93	94,459	109	122,46
	220	40,55	50,98	94,67	118,88	133,04	162,07
	Зміна, %	23	34	30,2	52	22	32
Станина	55	29,05	36,2	67,5	84,7	95,2	115,97
	220	46,1	53,35	86,66	130,49	151,33	171,1
	Зміна, %	58,6	47,3	28	54	59	47,5
Каретка шпинделя	55	37,35	44,7	77,32	109	125,1	138,24
	220	37,38	44,76	77,85	110,2	126,28	141
	Зміна, %	0	0	0	1	1	1,9

**Таблиця 6** – Частоти власних коливань 5-координатного обробного центру, встановленого на 5 опор і при жорсткому закладанні

Варіанти встановлення опор	Частота власних коливань, Гц					
	f1	f2	f3	f4	f5	f6
Встановлення на 5 опор	46,4	51,3	83,8	122,7	148,4	162,5
Зміна частоти відносно базової конструкції, %	24	14	8	12	18	16
Жорстке закладання	52,9	57,895	89,9	134,73	176,4	210,4
Зміна частоти відносно базової конструкції, %	41	29	15,8	22	40	50

При встановленні на 5 опор, форми коливань не змінюються, при цьому спостерігається досить значне (рис. 9) зниження амплітуди коливань, у порівнянні із базовою конструкцією, за усіма осями. Зменшення амплітуди, наприклад для f1 та f2, сягає більш ніж 50 % від первісної. Але для f5 відбувається деякий «перерозподіл» амплітуди коливань (напряму її дії) між осями координат, збільшуючи амплітуду за віссю X і, незначно, Y. Це може відбуватися за рахунок зміни переважаючого напрямку коливань між осями, або переміщення центру крутильних і згинних коливань.

При жорсткому закладанні станини верстата спостерігається значне зменшення амплітуди коливань на перших чотирьох ЧВК. На п'ятій ЧВК матимемо зростання амплітуди коливань вздовж трьох осей за рахунок зміщення центру крутильних коливань. На шостій ЧВК, взагалі, відбувається зміна осі коливань, яка повертається на 90° в площині XY (рис. 10). Для поворотного столу встановлення додаткових обмежень призводить до зменшення амплітуди коливань значно нижче 1 мкм.

**Рис. 7.** Схема розташування опор *а* – при встановленні на три опори; *б* – при встановленні на п'ять опор). Вид зверху

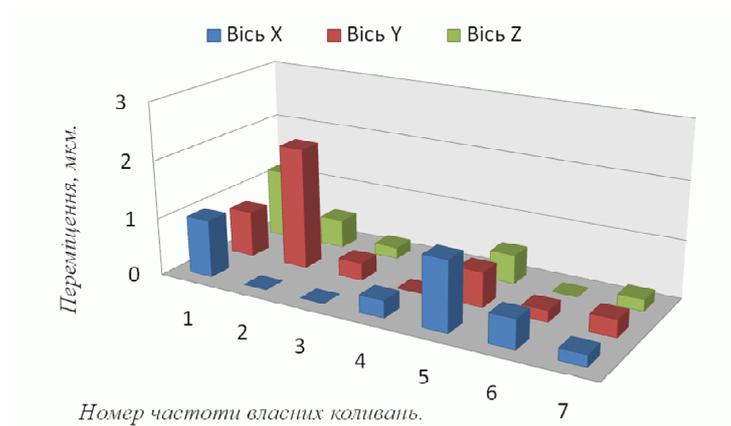


Рис. 8. Амплітуда коливань збурення від гармонічно діючої сили при встановленні на 5 опор

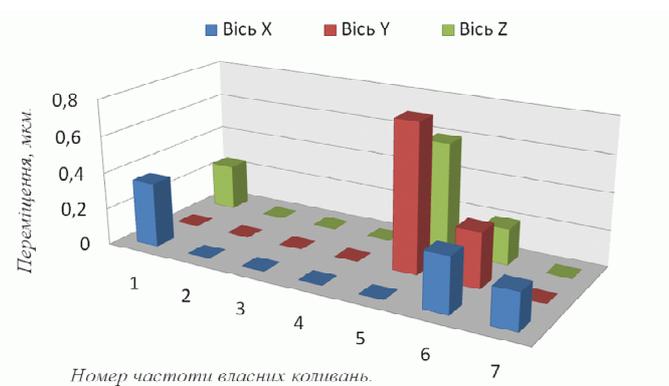


Рис. 9. Амплітуда коливань збурення від гармонійної сили при жорсткому закладанні

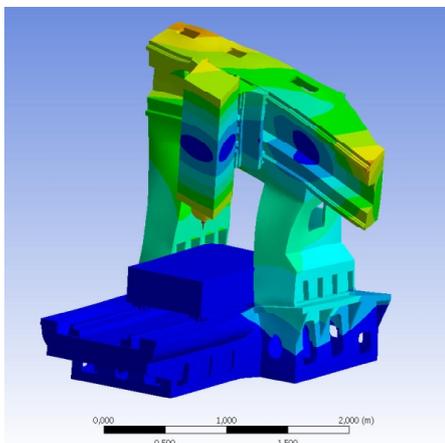


Рис. 10. Частота власних коливань  $f_6 = 210,4$  Гц при повному закладанні

### Висновки і пропозиції

В діапазоні робочих частот обертання шпинделя знаходиться 85 ЧВК верстата. Найбільший вплив на точність обробки матимуть частоти  $f_1 = 37,359$  Гц,  $f_2 = 44,74$  Гц,  $f_3 = 77,616$  Гц,  $f_4 = 109,75$  Гц,  $f_5 = 125,88$  Гц,  $f_6 = 162,16$  Гц. Перша частота достатньо низька і характерна для режимів роботи верстата при обробці жароміцних,

титанових, нержавіючих сталей і сплавів, що вирізняються високими силами різання. Коливання, що виникають на цих частотах, можуть суттєво погіршити показники якості та точності обробки.

Амплітуди коливань збурення переднього кінця шпинделя значно більші, ніж у поворотного столу, для якого максимальні значення не перевищують 1 мкм. Найбільші амплітуди коливань збурення переднього кінця шпинделя припадають на частоти  $f_1$ ,  $f_2$  і  $f_6$ , сягаючи 3 мкм за окремими осями.

Переміщення рухомих вузлів верстата (шпиндельного вузла і поворотного столу) суттєво не впливає на ЧВК верстата. Найбільша зміна ЧВК приходить на точку зміни інструменту і становить 9 % відносно базової моделі.

Зміна ваги поворотного столу слабо впливає на ЧВК верстата і є максимальною тільки на  $f_4$ ,  $f_5$  і  $f_6$ , в той час, як зміна ваги шпиндельного вузла, досить суттєво змінює ЧВК в діапазоні від 8 до 16 % на усіх досліджуваних частотах.

Вагоме збільшення ЧВК верстата спостерігається при збільшенні жорсткості станини та траверси. Траверса виступає як основний елемент, що коливається на усіх частотах, які розглядаються, а станина, за рахунок з'єднання із траверсою, своєю жорсткістю безпосередньо впливати-

ме на амплітуду коливань переднього кінця шпинделя, в залежності від напрямку коливань.

Встановлення верстата на п'ять опор дозволило суттєво зменшити амплітуду коливань переднього кінця шпинделя і є найбільш простим методом збільшення вібростійкості верстата. Повне закладання станини є найбільш дієвим засобом по збільшенню ЧВК і зменшенню амплітуди коливань, але може призвести до зміни напрямку деяких коливань.

Вплив переміщення рухомих органів верстата в крайні положення на величину амплітуди коливань переднього кінця шпинделя потребує додаткових досліджень.

Проведення динамічного аналізу конструкції багатоцільових верстатів на етапі конструкторсько-технологічного проектування дозволяє попередньо спрогнозувати несприятливі умови роботи, внести конструктивні зміни та оцінити їх вплив на динамічну якість верстата.

#### Список літератури

1. Кудинов В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. — М. : Машиностроение, 1976. — 359 с.: ил.
2. Орликов М. Л. Динамика станков / М. Л. Орликов. — К. : Вища школа, 1989. — 272 с.: ил.
3. Shil-Geun Kim. Analysis of Dinamic Characteristics and Evaluation of Dynamic Stiffness of a 5-Axis Multi-tasking machine tool by using FEM and Exiter test/ Shil-Geun Kim, Sung-Hyun Jang // International conference on Smart Manufacturing Application. — 2008. — P. 565–569.
4. Dhupia J. Dynamics of arch-type reconfigurable machine tool / J. Dhupia, B. Powalka, R. Katz // International journal of Machine Tools and Manufacture. — 2007. — № 47. — P. 326–334.
5. Patwari A. Dynamic Modal Analysis of Vertical Machining Centre Components / A. Patwari, W. Faris // Advances in Acoustics and Vibration. — 2009. — P. 1–10.
6. Бойко І. А. Динамічний аналіз поворотного стола 5-координатного обробного центру/ І. А. Бойко, В. В. Солоха, Л. Й. Івченко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки». — 2014. — № 1(73). — С.134–143.

Поступила в редакцію 21.01.2015

#### **Бойко І.А., Солоха В.В., Івченко Л.Й. Динамический анализ 5-координатного обрабатывающего центра**

*Проведен динамический анализ 5-координатного обрабатывающего центра. Определены 6 ведущих частот и форм собственных колебаний, лежащих в диапазоне от 0 до 170 Гц. Проведено исследование влияния изменения положения подвижных узлов станка, физико-механических свойств составных элементов технологической системы, вариантов установки станка на частоту собственных колебаний обрабатывающего центра, а также амплитуду колебаний возбуждения переднего конца шпинделя.*

**Ключевые слова:** модальный анализ, частота собственных колебаний, амплитуда.

#### **Boyka I., Solokha V., Ivshenko L. Dynamic analysis of 5-axis milling centre**

*Dynamic analysis of the 5-coordinate machining center is carried out. Defined 6 leading frequencies and forms of natural vibrations which lying in the range from 0 to 170 Hz. Investigated the changing effect of the movable machine components position, mechanical properties of the technological system elements, option of the machine installation to the natural frequency of the machine and the perturbation vibration amplitude of the spindle forward end.*

**Key words:** modal analysis, frequency of natural vibrations, amplitude.

УДК 621.23.000:241

**В. Ю. Холодный, С. В. Коваленко, Ю. А. Павлюченко, Г. В. Габузян, А. Ф. Саленко***Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского, г. Кременчуг*

## ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРОЦЕССА СТРУЙНО-ЛАЗЕРНОГО ПЕРФОРИРОВАНИЯ ЛИСТОВЫХ ЗАГОТОВОК ПРОФИЛИРОВАННЫМ ПОТОКОМ

*Показаны результаты исследований лазерно-струйной технологии обработки материалов, как одного из перспективных методов резки различных изделий. Показаны особенности создания профилей насадок (переходного участка) для лучшего формирования лазерно-струйного потока. Создано оптимальное отверстие полости насадка. Используя программное обеспечение Mathcad проведено моделирование распространения светового потока, как в полости насадка, так и в свободной струе. Было проведено математическое моделирование потока жидкости через полости построенных насадок с использованием программы моделирования потоков жидкостей FlowVision. Был проведен ряд исследований на имитационной установке и на лазерно-струйном комплексе ЛСК-400-5. Диаметр струи должен быть больше диаметра луча лазера на величину ее распада.*

**Ключевые слова:** лазерно-струйная обработка, отверстие, высокоэнергетический поток.

### Введение

Сотовые композиционные и сэндвич-панели широко используются в авиационной, ракетно-космической технике, в энергетическом машиностроении. Такие панели могут быть не только основой для монтажа силовых элементов и устройств, но и выступать средствами пассивного шумопоглощения. Сэндвич-конструкции, состоящие из нескольких листовых элементов, соединенных между собой перфорированным сотовым наполнителем – гофрабором – имеют высокую прочность, огнестойкость; при внешнем перфорировании улучшается их шумопоглощающие свойства. Как правило, сотовые панели изготавливаются из карбон-полимерных (типа С-41) или карбон-карбоновых композиций, стеклопластика типа СВАМ, Аг-4С; силовые панели авиационной и космической техники производятся из титановых и алюминиевых сплавов. Перфорация может быть внутренней (для выравнивания давления в негерметичных сотовых панелях) и внешней (для обеспечения звукопоглощающего эффекта) [1].

Операции перфорирования являются сложными и нетехнологичными, поскольку предусматривают получение большого количества мелких отверстий, с точным взаимным расположением; требуют сведения к минимуму деструкции и расслоения материала в месте отверстия, а также любых концентраторов напряжений, возникающих в момент получения отверстия.

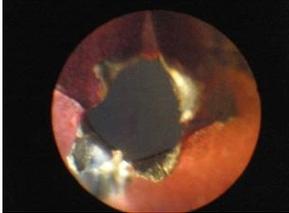
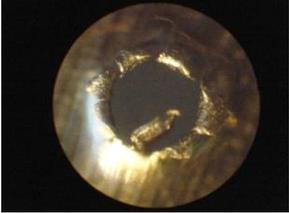
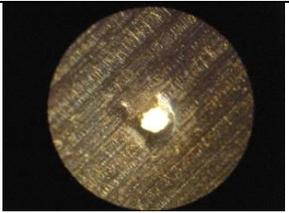
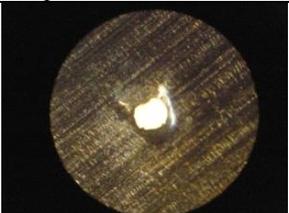
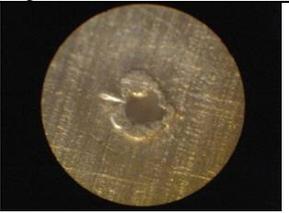
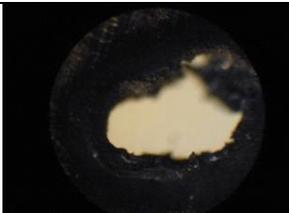
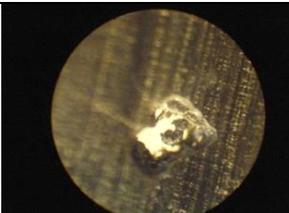
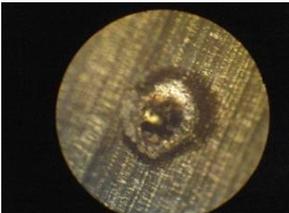
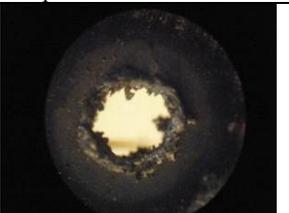
С учетом результатов, полученных в [2] и [3], можно утверждать, что для тонких сотовых наполнителей лазерная перфорация является достаточно продуктивной и эффективной при ус-

ловии, что диаметр отверстия не превышает 0,01–0,05 мм (табл. 1); отверстия большего диаметра (0,05–0,12 мм) традиционно выполняют механическим способом с помощью установленных в гребенку инденторов. При этом механическая перфорация фольги малой толщины жесткими инденторами часто приводит к возникновению повреждений заготовки и образованию концентраторов напряжений в зоне отверстий, представляющих собой разрывы разной формы. Электроискровая прошивка имеет другие недостатки – нестабильность формы отверстия, а в некоторых случаях и полное отсутствие отверстия в целом, что при последующих операциях сборки может привести к возникновению герметизации ячейки соты и ее разрушению во время эксплуатации.

Выполнение отверстий диаметром 0,9–1,2 мм методом копирования в неметаллических панелях целесообразно осуществлять с помощью специальных гидроабразивных головок [4]. Однако для обработки металлических листов такой способ мало приемлем.

Поскольку перфорацию получают методом копирования инструмента – тела механического индентора, сечения гидроабразивного потока, перетяжки каустики лазера, образующей сверла, для панелей сот с продольно установленным наполнителем получения отверстий 0,3–0,5 мм остается проблемным до настоящего времени. Так как указанные размеры отверстий больше диаметра сфокусированного лазерного излучения, рассматривается возможность получения отверстий определенной конфигурации в листовых заготовках средствами струйно-лазерной обработки.

**Таблица 1** – Сравнение геометрии и внешнего вида отверстий, полученных различными методами на образце фольги толщиной 55 мкм

	Тип 1 (полное отверстие)	Тип 2 (отверстие со стружкой)	Тип 3 (отсутствует отверстие)
Механическое прошивание (механич. индентор, ср. диам. 0,32 мм)	 <p><math>D_{min}=0,26</math> мм, <math>D_{max}=0,41</math> мм, Особенность – наличие острых кромок, концентраторов напряжений</p>	 <p><math>D_{min}=0,28</math> мм, <math>D_{max}=0,38</math> мм, Особенность – наличие острых кромок, концентраторов напряжений, а также фрагментов фольги в отверстии</p>	 <p><math>D_{min}=0,25</math> мм, <math>D_{max}=0,34</math> мм, Особенность – поломка индентора привела к отсутствию полного формообразования отверстия, отверстие дефектное</p>
Лазерное прошивание (частота 150 Гц, диам. пятна в фокусе 0,12 мм, ориент. перетяжка каустики – 0,08 мм)	 <p><math>D_{min}=0,11</math> мм, <math>D_{max}=0,13</math> мм, Криволинейное</p>	 <p><math>D_{min}=0,12</math> мм, <math>D_{max}=0,14</math> мм, Криволинейное, с каверной</p>	 <p><math>D_{min}=0,1</math> мм, <math>D_{max}=0,11</math> мм, Каверна без сквозного отверстия</p>
Электро-искровое прошивание (игла с радиусом 0,04 мм, материал - графит, ток $I=50$ А, $U=36$ В)	 <p><math>D_{min}=0,12</math> мм <math>D_{max}=0,45</math> мм Оплавление, нарушение формы, существование отклонения от круглости</p>	 	 <p><math>D_{min}=0,12</math> мм <math>D_{max}=0,45</math> мм Оплавление, форма более правильная, требует применения вольфрамовых электродов и оптимизации межэлектродного промежутка</p>

Объединение луча лазера (мощностью около 500 Вт с длиной волны излучения 530–1062 нм) со струей жидкости малого диаметра дает возможность получить новый термогидродинамический способ обработки материалов, который обладает достаточно широкими технологическими свойствами [5]. В настоящее время авторы работ [6, 7] заявляют, что существует более 10 высокоэффективных способов использования этого нового инструмента – от резки микро-электронных чипов до выполнения операций

полирования небольших криволинейных поверхностей. Струйно-лазерная обработка базируется на принципе сочетания высокоэнергетических потоков – гидродинамического и квантового, управление которыми позволяет интенсивно изменять состояние материала в зоне воздействия в течение непродолжительного времени. При этом, согласно [8], такие воздействия могут быть разделены на формообразующие и интенсифицирующие.

Технологии лазерно-струйного резания (прошивки) имеют следующие преимущества:

1) обеспечивают локальную управляемую термогидродинамическую нагрузку, которая ведет к формоизменению зоны воздействия с одновременным изменением структуры поверхностного слоя (его модификация);

2) имеют возможность локализации влияния на малых площадях, сопоставимых с размерами струйного потока;

3) активизируют факторы разрушения обрабатываемого материала, без распространения деструкции за пределы зоны влияния.

В то же время систематизированные сведения о явлениях и о рациональных режимах выполнения операций прошивки отверстий в пластинах, панелях и элементах криволинейного профиля с помощью струйно-лазерного потока в настоящее время отсутствуют, чем и обусловлена актуальность данной работы.

### Результаты исследования

Известно, что луч лазера, падая на поверхность в течение некоторого времени  $t$ , мс, создает локальный нагрев зоны облучения [9]:

$$q(x) = q_0 \exp\left(-\frac{x^2}{r^2}\right), \quad (1)$$

где  $q_0$  — плотность мощности излучения в центре пятна фокусировки;  $r$  — радиус луча с учетом распределения плотности излучения в соответствии с законом Гаусса.

При прошивке отверстия температурное поле будет определяться следующим образом:

$$T(x, z, t) = \frac{q_{\max} r^2}{K} \left(\frac{a}{\pi}\right)^{1/2} \int_0^t \frac{P(t-t') dt' \exp\left[\frac{z^2}{4at} - \frac{x^2}{4at'}\right]}{\sqrt{t'(4at' + r^2)}}, \quad (2)$$

где  $q_{\max}$  — максимальная плотность мощности излучения в центре пятна;  $x$  — радиальное расстояние от центра теплового источника;

$P(t) = q(t) / q_{\max}$ , что при условии отражения излучения от оболочки струи позволяет предположить существование соответствия профиля получаемого отверстия сечением струи в плоскости его натекания на обрабатываемую поверхность как преграду.

Уравнения баланса тепловой энергии в произвольной области  $\omega \subset \Omega$  с учетом начальных условий может быть представлено так:

$$\int_{\omega} \frac{\partial e}{\partial t} dv = \int_{\omega} g dv - \oint_{\partial \omega} \left( \vec{q}_T + c_g c_g T \vec{v}_f, \vec{n} \right) ds. \quad (3)$$

Поток жидкости, натекая на поверхность обработки, будет вызывать ее охлаждение путем

отвода теплоты от зоны влияния, в результате чего распространение термической деструкции за зону действия сфокусированного лазерного излучения происходить не будет. Действие потока жидкости учитывают краевые условия [10]:

$$\rho c_p \frac{dT}{dt} - \lambda \Delta T = \frac{(T - R_0) k P}{\pi AB} \exp \times \left[ -2 \left( \frac{(x - vt)^2}{a^2} + \left( \frac{y}{b} \right)^2 \right) \right] \times \exp(-kz) \quad \lambda \frac{dT}{dz} \Big|_{z=0} = \alpha(T - T_p). \quad (4)$$

Таким образом, температурное поле в зоне действия лазерно-струйного потока будет определяться так:

$$T(x, y, z) = \frac{P}{\pi^2 \rho c} \int_0^t \left[ \frac{(x - v(t-t'))^2}{4\alpha t + A^2} + \frac{y^2}{4\alpha t + B^2} \right]^{1/2} \times \exp \left[ -\frac{z^2}{4\alpha t} - h(\pi \alpha t)^{1/2} \exp \left( \frac{z}{2(\alpha t)^{1/2}} + h(\alpha t)^{1/2} \right) \times e^{hz + h^2 \alpha t} \right] dt, \quad (5)$$

где  $\rho$ ,  $c$ ,  $\lambda$ ,  $\alpha = \frac{\lambda}{\rho c}$ ,  $h$  — плотность, удельная тепло-

емкость, коэффициент теплопроводности и температуропроводность материала заготовки, коэффициент теплоотдачи с поверхности заготовки соответственно;  $A$  и  $B$  — большая и малая полуоси эллиптического луча;  $P = \pi q_0 AB$  — мощность лазерного излучателя.

Поскольку разрушение обрабатываемого материала вызывает его циклическое термическое нагружение до образования ванны расплава с последующим гидродинамическим ударом, ведущим к смыканию ванны и удалению продуктов из зоны резания, на основе анализа приведенных закономерностей очевидно, что увеличение интенсивности охлаждения ведет к локализации тепла возле центра воздействия. Следовательно, разрушения материала следует ожидать в локальной зоне ( $\leq 0,1-0,15$  мм), соответствующей площади сечения потока и термического воздействия. Но при натекании на преграду поток начинает растекаться. Кроме того, осесимметричный поток и симметричное распределение излучения по сечению являются гипотетическими, а в действительности существует ряд геометрических пространственных отклонений в системе «сопло-фокусирующая система». При этом сама форма среза сопла может быть произвольной.

Именно поэтому представляет интерес вопрос определения картины распределения интенсивности облучения поверхности и, соответственно, формы и профиля лунки воздействия при вы-

полнении операций струйно-лазерной прошивки.

Для оценки формы образующейся лунки выполнили моделирование потока жидкости после его выхода из сопла и в плоскости натекания на препятствие – обрабатываемую заготовку. При этом исходили из предположения, что несоосность луча с выходным отверстием сопла, отличие формы отверстия от округлости ведет к уменьшению интенсивности излучения по сечению струйного потока и к изменению интенсивности по сечению, которая, при общем ослаблении, должна быть более стабильной. Учитывали также и то, что из всех рассмотренных вариантов входной части сопла конический конфузор может обеспечить постоянство предельного угла полного отражения независимо от величины смещения оси лазерного источника. Таким образом, этот участок будет создавать соответствующие условия для обеспечения рассеивания луча в теле струи, которое соответствует ее форме струи в плоскости натекания на препятствие. При этом места, в которых будет наблюдаться резкое изменение скоростей и направлений движения жидкости, будут максимальными диссипаторами энергии луча лазера. Такое предположение не противоречит результатам, полученным авторами [6, 9, 10].

С учетом условий отражения луча от внутренней оболочки струи (рис. 1), как тела с определенной прозрачностью и коэффициентом преломления на границе «вода-воздух»,  $n$  угол наклона образующей конфузора не должен превышать  $20^\circ 30'$ . Для установления градиентов скорости потока в плоскости натекания на обрабатываемую поверхность выполнено моделирование его формообразования средствами среды FlowVision (рис. 2).

Считали, что струйный поток формируется соплом с изменяемой геометрией проточной части. Составляющие элементы сопла позволили получить такие формы выходного отверстия (на срезе): круглый, прямоугольный с закругленными углами, овальный. Они соответствуют ре-

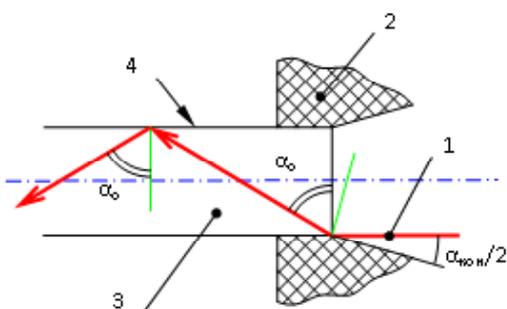
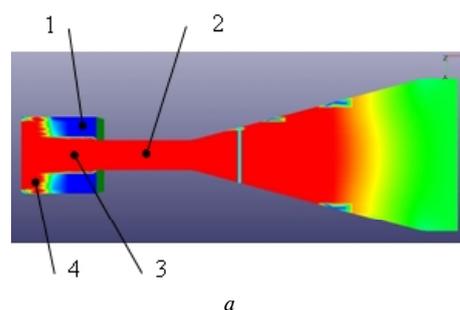


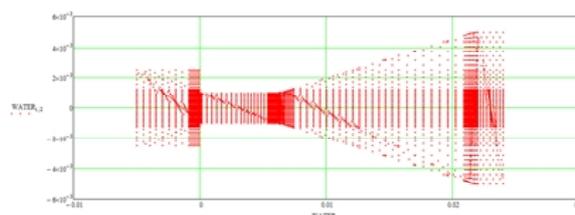
Рис. 1. Расчетная схема определения угла образующей конуса переходного участка насадка:

1 – лазерный луч; 2 – насадка; 3 – струя жидкости; 4 – граница сред (вода-воздух)

комендованным формам и размерам отверстий перфорации в наполнителях сот и панелях. Диаметр описанного вокруг профиля круга составляет 2,15 мм. Скорость потока жидкости на входе в насадок – 14...50 м/с. Оценивали перепад скоростей в свободном потоке (за срезом сопла) и устанавливали зоны максимальной неустойчивости, в которых, согласно результатам, возможно максимальное рассеивание луча лазера. При выполнении расчетов полученный массив данных, состоящий из 5594 строк координат по осям  $x$  и  $y$ , а также значений скорости по оси  $x$  (рис. 2, б).



а



б

Рис. 2. Моделирование течения жидкости в сопле и за его пределами FlowVision (а) и массив точек, характеризующий скоростной режим потока (б):

1 – воздушная среда; 2 – участок насадка с профилированным отверстием; 3 – свободный поток жидкости; 4 – растекающийся поток после контакта с плоскостью обработки

Точечная визуализация массива данных, полученных в результате расчетов, позволяет установить не только распределение скоростей в потоке, и косвенно определить изменение интенсивности лазерного излучения при условии, что распределение интенсивности на перетяжке каустики в плоскости входа в конфузор соответствует закону Гаусса (рис. 3).

Результаты расчета показали существование определенного расстояния от среза сопла, на котором потери мощности вследствие нарушения устойчивости течения будут максимальными, и, соответственно, производительность обработки резко уменьшается; за этим сечением можно ожидать снижение точности воспроизведения контура.

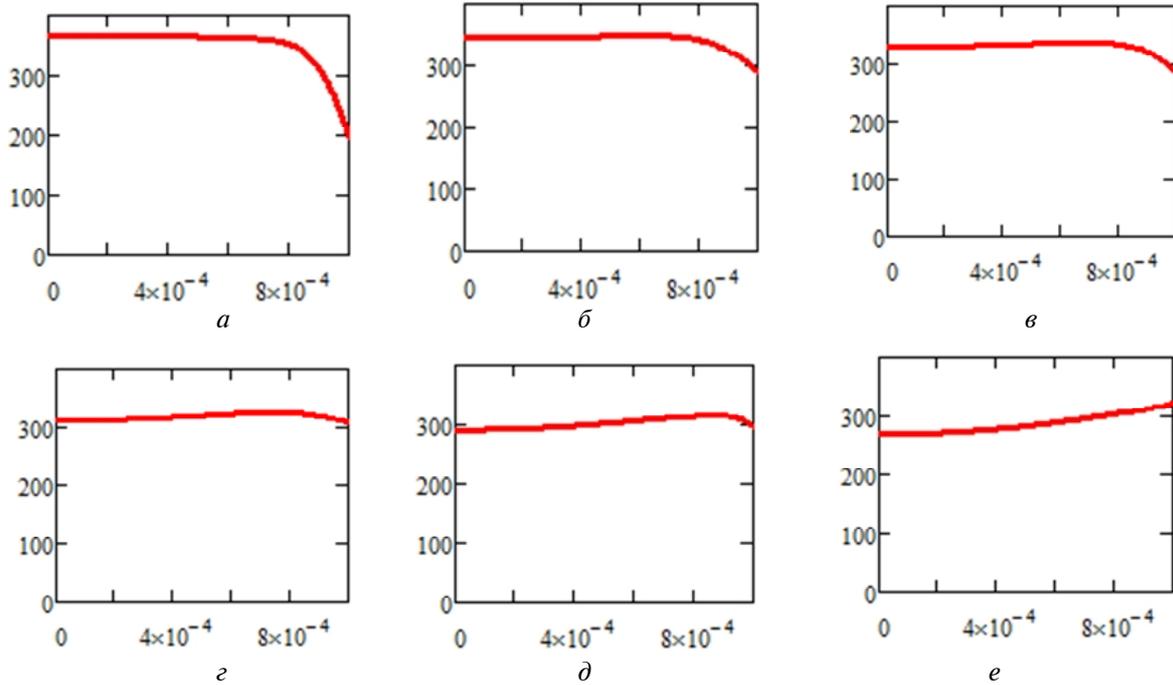


Рис. 3. Уменьшение скорости потока на торце насадки и на каждом последующем сечении струи за срезом, с шагом 1,0 мм: а – торец сопла; б – е – расстояние от торца сопла с шагом 1,0 мм, е – поверхность обработки

Анализ полученных гистограмм показывает, что поток жидкости малого диаметра, в который введено лазерное излучение, вызывает изменение его интенсивности по сечению (рис. 4), причем существует определенное расстояние между срезом сопла и поверхностью обработки, при которой наблюдается максимальное выравнивание без потери мощности. Следовательно, изменением формы среза сопла (выходного отверстия) можно обеспечить изменение формы получаемых отверстий, и улучшить их качество, что важно для выполнения перфорации в ответственных элементах летательных аппаратов.

Проведен ряд экспериментальных исследований, направленных на установление закономерностей изменения формы и размеров пятна обработки от геометрических параметров струйно-оптической системы.

Влияние геометрических параметров струйного потока и условий введения луча лазера в струйный поток на параметры получаемого отверстия в листовых материалах толщиной 0,05–2,5 мм оценивали с помощью специального лабораторного оборудования (рис. 5), которое позволило получить картины распределения интенсивности излучения (рис. 7) и установить функциональную обусловленность полей интенсивности облучения режимами течения жидкости, профилем сопла, отклонением соответствующих осей сопла и оптической системы лазера. Для получения картин распределения интенсивности использовали источник лазерного излучения с номинальным диаметром луча 1,2 мм (100 мW, 532 нм). Струя жидкости формировалась насадком с выходным отверстием с сечением диаметром 2 мм круглой, прямоугольной и овальной формы. Ве-

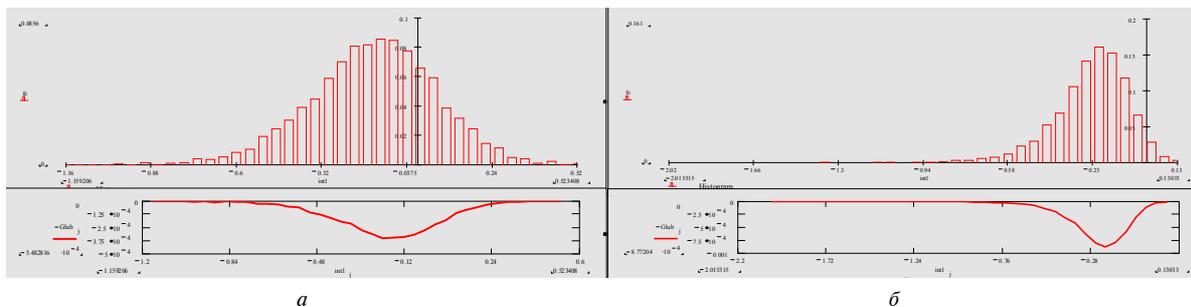
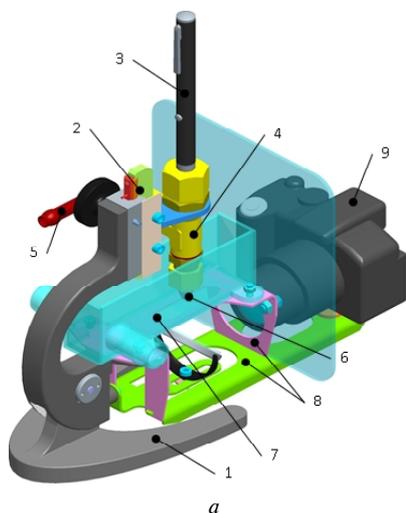


Рис. 4. Гистограммы и выровненные кривые интенсивности излучения в пятне на обрабатываемой поверхности при струйно-лазерном воздействии (а) и лазерном без потока жидкости (б). Ось лазера относительно оси сопла смещена на величину  $0,1D_c$

личину излучения фиксировали с помощью фоторезистора ФСД-1. Устранение шума сигнала в процессе измерений осуществлял АЦП m-DAQ. При исследованиях расстояние  $L_{bi}$  от торца насадки до рабочей поверхности изменяли в пределах 0,05–48,0 мм с шагом 1,0 мм, давление жидкости перед насадкой – 0,5 МПа.



**Рис. 5.** 3D модель (а) устройства для исследования распределения излучения и используемые сопловые насадки (б), полученные методом прототипирования:

1 – основание; 2 – механизм вертикального перемещения насадка; 3 – источник лазерного излучения; 4 – камера коаксиального ввода луча лазера в струю жидкости; 5 – трубка подвода жидкости; 6 – насадок с профильным калибровочным каналом; 7 – рабочая ванна; 8 – фотоаппарат для фиксации распределения луча в отражении на мишени в ванне; 9 – кронштейн для крепления ванны и фотоаппарата

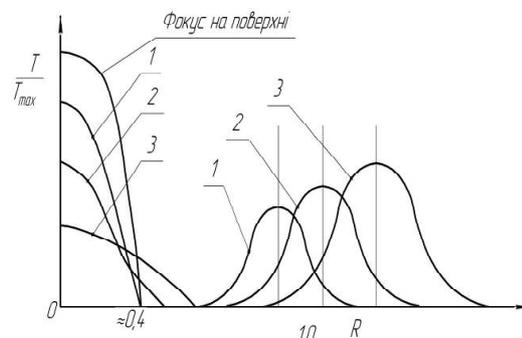
Было установлено, что интенсивность распределения излучения на поверхности имеет существенную неоднородность: на рис. 7 приведены результаты измерения интенсивности излучения на преграде в потоке жидкости диаметром 2,0 мм, несоосность 0,85 мм. При этом нетрудно видеть, что рост расстояния от среза сопла до преграды ведет к выравниванию неоднородности, а чрезмерный рост – к падению полной интенсивности. Изменяя расстояние  $L_{bi}$ , установили распределение интенсивности излучения и получили ряд эпок температур нагрева поверхности (в без-

размерном виде) в зависимости от параметра

$$\Phi = \frac{W_i}{d_c}, \quad W_i - \text{смещение точки фокусирования по}$$

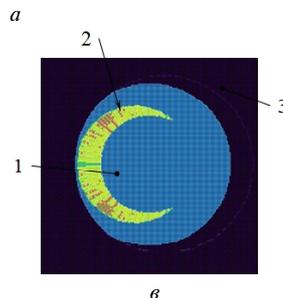
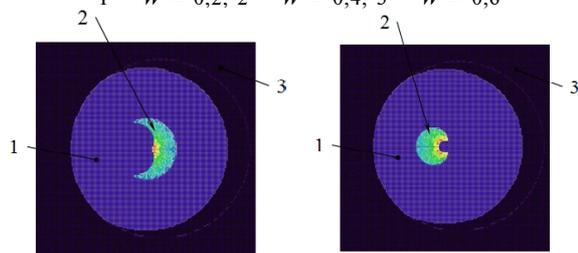
поверхности конфузора (рис. 6). Было установлено, что такое смещение способно вызывать нагревание поверхности за зоной непосредственного действия луча лазера при одновременном выравнивании интенсивности излучения в центральном сечении.

Таким образом, струйный поток способен не только вызывать интенсивное охлаждение поверхности, но и перераспределять излучение на площадь, превышающую площадь каустики на конфузоре. При этом существует определенное расстояние между срезом сопла и обрабатываемой поверхностью, при котором достигается максимальное выравнивание интенсивности при минимальных потерях мощности излучения.



**Рис. 6.** Распределение относительной температуры ( $T/T_{max}$ ) на поверхности в функции параметра  $W$ :

1 –  $W = 0,2$ ; 2 –  $W = 0,4$ ; 3 –  $W = 0,6$



**Рис. 7.** Распределение интенсивности излучения на плоской поверхности при натекании струи диаметром 2,0 мм при несоосности луча и струи 0,8 мм для среза в форме правильного круга: а – расстояние от среза сопла до преграды 5 мм; б – 10 мм; в – 16 мм; 1 – отражение луча лазера, проходящего сквозь струю без излома; 2 – отражение луча от конусного участка насадка и границы «вода-воздух»; 3 – поверхность обрабатываемой детали

Поскольку такое различие может привести к изменению ожидаемого профиля отверстия, проводили исследования формы и точности отверстий в заготовках из нержавеющей стали марки 12Х17 толщиной 1,5 мм и в алюминиевой фольге на установке ЛСК-400-5; обработку выполняли со следующими режимами: давление истечения – 5,0–60,0 МПа, частота следования импульсов – 50 Гц, отверстия формировались как одним импульсом, так и серией в течение 0,15–0,25 с.

Получены образцы отверстий, имеющие форму, соответствующую форме канала сопла. При этом установлено, что достижение определенного качества кромки отверстия возможно изменением расхода жидкости (рис. 8).



Рис. 8. Отверстие в форме эллипса, полученное при установившемся движении жидкости (а) и полученное при нарушении режима течения (б)

В зависимости от требуемого диаметра отверстия  $D_0$  и его формы, марки материала и толщины заготовки  $h_z$ , количество импульсов различно. Так, при обработке испытываемых образцов (АМг и 12Х17) установлено (рис. 9, а), что для фольги толщиной 25–55 мкм отверстие может быть получено одним импульсом, за минимально короткое время (не превышающее 0,05 с). Увеличение диаметра отверстия  $D_0$ , увеличение толщины заготовки требует соответствующего увеличения времени обработки (количества импульсов), которое может достигать 2,0 с. При этом дальнейшее повышение времени обработки только ухудшает качество отверстия. Применение сопел большего диаметра нецелесообразно, поскольку наблюдается существенное отклонение формы отверстия от формы струйного потока (рис. 9, б). сравнение полученных результатов показывает, что круглая форма отверстия наиболее легко достижима; в листовых заготовках такие отверстия получают до диаметром 0,8 мм при снижении точности воспроизведения формы до 0,95; отверстия овальные и квадратные получают удовлетворительными по форме до 0,25 мм. Дальнейшее увеличение размеров ведет к существенному снижению точности – в среднем до 0,75 и хуже.

Таким образом, использование струйно-лазерного метода получения массива отверстий в тонколистовых заготовках из металлов и сплавов позволяет формировать качественные отверстия

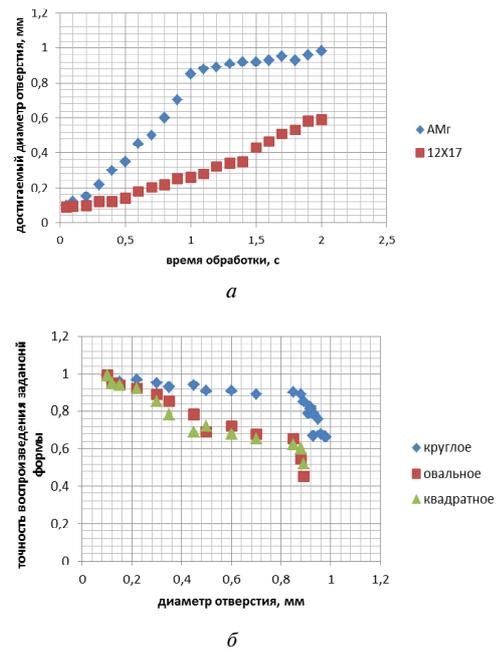


Рис. 9. Достижимые диаметры отверстий (а) за время обработки, с; точность воспроизведения заданной формы (б) в зависимости от формы среза сопла

диаметром 0,09–0,8мм и более с практически полным отсутствием деструктивного слоя, а также выполнять перфорирование заготовки отверстиями в виде квадрата, эллипса и другой формы размерами до 0,25 мм с высокой производительностью.

Требуются дальнейшие исследования, направленные на влияние режимов истечения жидкости и частоты квантового потока на структурно-фазовые изменения в поверхностном слое различных материалов, результаты которых могут быть положены в основу методов функциональной обработки современных специальных материалов.

### Выводы

Проведенные исследования позволили предложить действенный и эффективный способ получения профильных отверстий малых диаметров (от 0,1 до 0,8 мм) в наполнителях сотовых панелей и в самих панелях, который отличается высокой производительностью и позволяет получать отверстия без термических и механических дефектов. Способ может быть использован как для фольгированных наполнителей, так и для металлических панелей из нержавеющей стали толщиной до 1,5 мм.

### Список литературы

1. Соколов Н. И. Сфероластики авиационного назначения на основе эпоксидных клеев и дисперсных наполнителей / Н. И. Соколов, В. Т. Минаков // ВИАМ/2011. – 205948. – 2011.

2. Функціонально-орієнтований підхід до удосконалення процесів гідроабразивного перфорування стільників із композиційних матеріалів / [О. Ф. Саленко, О. М. Мана, В. А. Нікітін, Ю. О. Павлюченко и др.] // Промислова гідраліка і пневматика. Всеукраїнський науково-технічний журнал. – Вінниця, 2014. – Вип. 4/2014 (46). – С. 64–72.
3. Pauchard Alexandre. Experimental micromachining results using a uv laser with the laser microjet / Alexandre Pauchard, Nandor Vago, Bernold Richerzhagen [text] // Synova SA, Chemin de la Dent d'Oche, 1024 Ecublens, Switzerland, [pauchard@synova.ch](mailto:pauchard@synova.ch) // Proceedings of the 3rd Pacific International Conference on Application of Lasers and Optics 2008.
4. About some results of exploration of water jet guided laser onto the solids' surface / O. [Salenko, O. Fomovska, V. Dudyuk, O. Mana] // Unitex – 10: International scientific conference 19–20 November 2010, Gabrovo 2010. – P. 414–421.
5. Synova: The water jet guided laser. – S.A., Switzerland. – 28 March 2006. [Электронный ресурс] <http://www.synova.ch/microjet.pdf>
6. R. Martin «Natural diamond cutting using water jet-guided laser», Laser LIM. – 25.05.2011. – [Электронный ресурс] <http://www.synova.ch/conferences>
7. Salenko A. About effects of stream-beam influence on a surface of firm bodies [text] / A. Salenko, V. Dudyuk, O. Mana // Unitex-09: International scientific conference. – Vol. 3. – P. 462–468. – Gabrovo, 2009. – Laser workshop: Mittweida – Germany.
8. Коваленко В. С. Комбіновані лазерно-дугові процеси обробки матеріалів. Ч. 1. Ефекти комбінованої обробки і способи її реалізації / В. С. Коваленко, І. В. Кривцун // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2001. – № 5. – С. 33–44.
9. Laser Parallel Thermocracking of Brittle Nonmetallic Materials / [V. S. Kondratenko, V. E. Borisovsky, P. D. Gindin, A. S. Naumov] // Proceedings of the International Scientific and Technical Conference. «Priborinform-2005», Tunisia, October 2005.
10. Кучеров А. Н. Распространение лазерного пучка в потоке жидкости и газа : автореф. на соиск. уч. степени докт. тех. наук, спец. 01.02.05 – механика жидкости, газа и плазмы. – ЦАГИ. – Москва, 2004.

Поступила в редакцію 30.03.2015

**Холодний В.Ю., Коваленко С.В., Павлюченко Ю.О., Габузян Г.В., Саленко О.Ф.  
Підвищення ефективності процесу струменево-лазерного перфорування листових заготовок профільованим потоком**

*Показано результати досліджень лазерно-струменевої технології обробки матеріалів, як одного з перспективних методів різання різних виробів. Показано особливості створення профілів насадків (перехідної ділянки) для найкращого формування лазерно-струменевого потоку. Створено оптимальний отвір порожнини насадка. Використовуючи програмне забезпечення Mathcad проведено моделювання поширення світлового потоку, як в порожнині насадка, так і в вільному струмені. Було проведено математичне моделювання потоку рідини через порожнини побудованих насадків з використанням програми моделювання потоків рідин FlowVision. Було проведено ряд досліджень на імітаційній установці і на лазерно-струменевому комплексі ЛСК-400-5. Діаметр струменя повинен бути більше діаметра променя лазера на величину її розпаду.*

**Ключові слова:** лазерно-струменева обробка, отвір, високоенергетичний потік.

**Kholodnyi V., Kovalenko S., Pavluchenko U., Gabuzian G., Salenko A. Increase of efficiency process of water jet guided laser perforation sheet workpieces by profiled stream**

*The results of researches of water jet guided laser method of materials processing as one of the perspective methods cutting various products are shown. The features create profiles nozzles (transition area) for optimal forming water jet guided laser stream are shown. Created optimal hole of nozzle cavity. Using Mathcad was conducted modeling of dissemination of light stream as a nozzle cavity and in the free jet. Mathematical modeling of fluid flow through the constructed nozzle cavity in FlowVision was conducted. A lot of researches on simulated installation and laser-jet complex LSK-400-5 was conducted. The diameter of the jet must be greater than the diameter of the laser beam on the value of its collapse.*

**Key words:** water jet guided laser, hole, power beam effectivity.

УДК 621.762.07

**Д-р техн. наук А. В. Овчинников, д-р техн. наук В. Е. Ольшанецкий,  
А. А. Джуган**

*Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье*

## **ПРИМЕНЕНИЕ НЕСФЕРИЧЕСКИХ ГИДРИРОВАННЫХ И ДЕГИДРИРОВАННЫХ ПОРОШКОВ ТИТАНА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ В АДДИТИВНЫХ ТЕХНОЛОГИЯХ**

*Показана возможность применения несферических титановых порошков, которые прошли процессы гидрирования и дегидрирования в качестве альтернативного сырья, применяемым на сегодняшний день сферическим порошкам для аддитивных технологий (3-D печати). Изучено влияние толщины слоя насыпаемого порошка на структуру материала с целью получения более плотной беспористой и однородной структуры.*

**Ключевые слова:** порошок, форма, титан, слой, лазер, печать, структура, поры, свойства.

Процесс послойного выращивания изделий различными методами аддитивных (additive manufacturing - AM) технологий приобретает все большую популярность в различных отраслях производства, и авиадвигателестроении в частности, поскольку обладает рядом значительных преимуществ перед существующими, традиционными методами изготовления, обработки и ремонта деталей. К основным преимуществам методов 3-D печати можно отнести следующие: возможность изготовления деталей сложной формы и различной конфигурации, (при использовании только трехмерной модели будущего изделия), возможность применения различных материалов для печати на одной установке и возможность оперативного изменения геометрии деталей без необходимости изготовления новой оснастки, а также обеспечения высокого коэффициента использования материала. Все это дает возможность применения аддитивных технологий как при массовом, так и при мелкосерийном производстве. Следует также отметить, что особенности различных методов 3-D печати позволяют использовать их для восстановления и ремонта изделий, а также дают возможность изготавливать детали с закрытыми полостями. Несмотря на все вышеперечисленные достоинства аддитивных технологий, на данном этапе развития отечественного рынка машиностроения, они пока не получили широкого распространения, поскольку обладают одним главным недостатком — дорогой применяемого сырья, которым являются сферические порошки зарубежного производства.

В разных машинах используются порошки различного фракционного состава, которые классифицируют по условному диаметру частиц, подразделяя их на нанодисперсные с диаметром час-

тиц менее 0,1 мкм, ультрадисперсные с диаметром 0,1–1,0 мкм, высокодисперсные от 1,0 до 10 мкм, мелкие от 10 до 40 мкм, средние от 40 до 250 мкм и крупные от 250 до 1000 мкм. Одним из параметров, характеризующих порошок, является величина  $d_{50}$  — средний диаметр частиц. Например, если  $d_{50}$  равно 40 мкм, то это означает, что у 50 % частиц порошка размер частиц меньше или равен 40 мкм [1, 2]

Сегодня аддитивные технологии (3-D печати) успешно применяются для производства изделий из пластика. Но также одновременно ведутся активные работы по использованию в качестве сырья для таких технологий различных металлических и керамических порошков, однако, вызванные при этом сложности уменьшают номенклатуру металлических изделий, получаемых с помощью AM-технологий [3, 4]. Наличие оборудования для AM-технологий в Украине диктует свои условия для активного их внедрения в различные отрасли производства. При этом важной задачей является замена существующих дорогих импортных порошковых материалов отечественными аналогами.

Таким образом существует необходимость разработки порошков для AM-технологий. Поэтому, основной задачей, поставленной в работе, было определить возможность применения титановых порошков несферической формы, которые прошли процесс гидрирования и дегидрирования в аддитивных технологиях для получения готовых изделий.

Титановые порошки отечественного производства могут подойти в качестве альтернативного сырья для AM-технологий с небольшой доработкой.

Термомеханический порошок титана несферической формы, марок ПТ получают при дроблении блоков титана губчатого и последующего отсева дробленной части по фракциям (ПТ5, ПТ4, ПТ3 и др.). Мелкие частички губки, из которых состоит рассматриваемый порошок, характеризуется собственной пористостью и могут включать несколько зерен. Каждая такая частичка имеет высокоразвитую поверхность, а также насыщена сопутствующими вредными примесями, (такими как хлор и железо).

Порошок титана можно получать пользуясь гидридными технологиями [5]. Так, блоки титана губчатого подвергают гидрированию для повышения хрупкости титана. Хрупкий титановый блок дробят механическим путем и отсеивают по фракциям. Главным недостатком этой технологии является необходимость использования дорогого и сложного оборудования. К тому же гидрирование блока титана губчатого требует применения крупногабаритного оборудования. Несмотря на перечисленные недостатки такой технологии получения порошков, их использование позволяет получать заготовки высокого качества.

Анализ технологических показателей производства порошков, их преимуществ и недостатков показал, что наиболее перспективным материалом для АМ- технологий является порошок, получаемый по гидридной технологии. Такой материал имеет поверхности порошинок, контуры которых приближены к сферической форме.

Он менее, чем остальные, загрязнен примесями, поскольку водород способствует очищению титана при дегидрировании [6, 7]. Поэтому предложено использование порошков марок ПТ, которые подвергнуты операциям гидрирования и дегидрирования в технологической цепочке производства порошков для получения изделий различными методами аддитивных технологий.

Совокупность технологических решений производства таких порошков титана позволяет получать более плотный материал с меньшим содержанием вредных примесей, что повышает качество порошка и улучшает его морфологию [8, 9].

В этой работе представлены результаты моделирования процесса трехмерной печати по технологии SLS (Selective Laser Sintering – селективное лазерное спекание) с использованием менее дорогостоящего порошка титана, получаемого дроблением титановой губки (рис. 1 *в, з*), в сравнении со сферическими порошками (рис. 1 *а, б*), стоимость которых в несколько раз превышает стоимость вышеупомянутого порошка. Технология SLS выбрана потому, что порошинки, имеющие угловатую форму, обладают невысокой текучестью, что является важным фактором при использовании других методов печати [10]. Следует отметить, что частицы несферической формы обеспечивают меньшую пористость порошковых изделий, а также, в отличие от сферических порошков, могут быть скомпактированы в холодном состоянии [11].

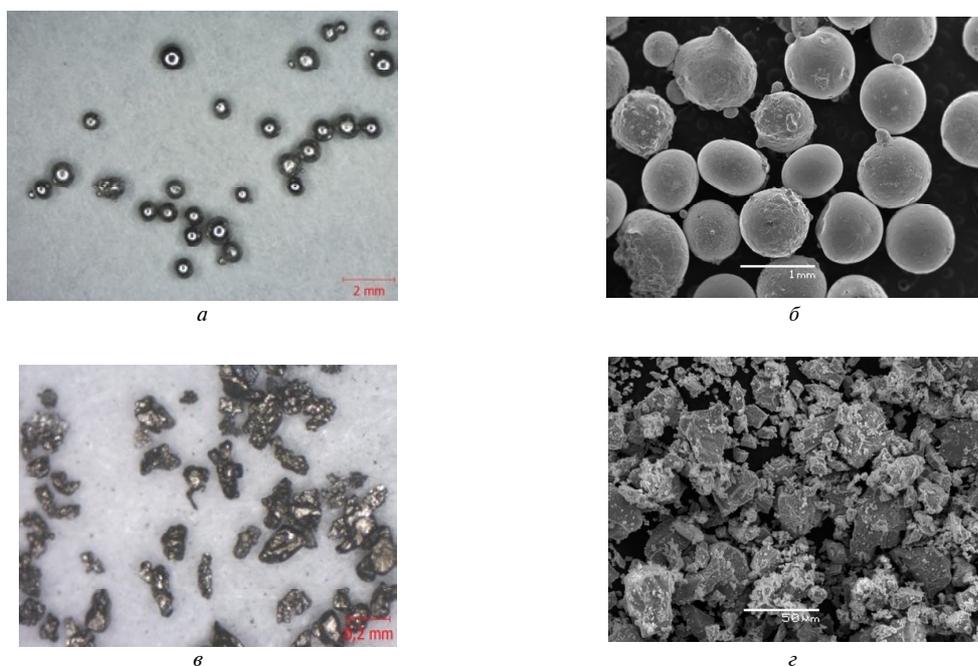


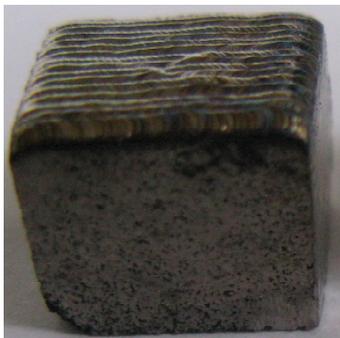
Рис. 1. Фото титановых порошков разной формы: *а* – сферический (оптический микроскоп), *б* – сферический (электронный микроскоп); *в* – несферический (оптический микроскоп), *з* – несферический (оптический микроскоп)

Для моделирования процесса послойного построения титанового образца был выбран гидрированный-дегидрированный порошок титана с фракцией 50–150 мкм производства ГП «Государственного научно-исследовательского и проектного института титана».

Процесс 3-D печати осуществляли путем насыпания небольшого слоя порошка (50–300 мкм.) на подложку (рис. 2), из такого же материала (предварительно спрессованного и спеченного) и последующего воздействия импульсным YAG-лазером с плотностью мощности излучения 900 МВт/м<sup>2</sup> при частоте следования импульсов 20 Гц для спекания порошинок как между собой так и с материалом подложки. Основной задачей являлось определение возможности и качества такого спекания титанового порошка, с целью получения плотной беспористой структуры.



*a*

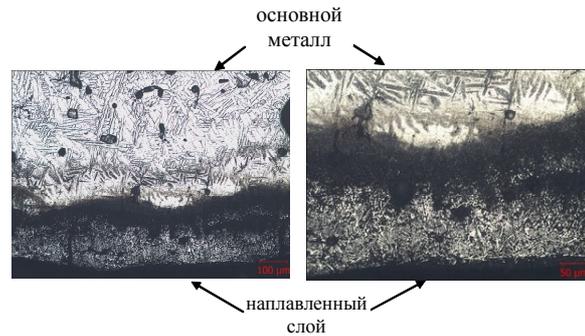


*b*

**Рис. 2.** Внешний вид образца: *a* – до и *b* – после моделирования процесса 3-D печати

В первом случае толщина слоя составляла около 200...300 мкм, а во втором примерно 50...100 мкм. Микроструктура полученных образцов приведена на рисунках 3, 4.

Как видно из приведенных выше рисунков, при построении 3-D модели с использованием слоя толщиной 50...100 мкм образуется менее пористая и более однородная структура по сравнению со слоем толщиной 250...300 мкм, что, в свою очередь, будет положительно сказываться на механических свойствах получаемых изделий.



**Рис. 3.** Микроструктура основного материала и наплавленного слоя толщиной 250–300 мкм



**Рис. 4.** Микроструктура основного материала и наплавленного слоя толщиной 50–100 мкм

Измерения микротвердости показали, что значения твердости наплавленного слоя и материала подложки находятся в одном диапазоне и составляют примерно 3000 МПа.

Таким образом, можно сделать вывод, что титановые порошки которые прошли технологический процесс гидрирования и дегидрирования, являются перспективным материалом для применения в АМ-технологиях в качестве альтернативного сырья.

При моделировании процесса послойного построения, установлено, что использование слоя толщиной 50–100 мкм обеспечивает формирование однородной, плотной беспористой структуры, что будет благоприятно сказываться на свойствах будущих изделий. При увеличении слоя до толщины 250–300 мкм. в нем присутствуют остаточные поры, которые могут являться концентраторами напряжений.

Дальнейшее применение порошков такого типа требует тщательного изучения влияния формы и фракционного состава порошковых материалов на структуру и свойства получаемых изделий, и также обработки технологических режимов процесса спекания. Это будет способствовать широкому распространению аддитивных технологий в различных отраслях отечественного производства.

**Список литературы**

1. Довбыш В. М. Аддитивные технологии и изделия из металла / В. М. Довбыш, П. В. Забеднов, М. А. Зленко // Библиотечка литейщика. – 2014. – № 9. – С. 14–71.
2. Зленко М. А. Аддитивные технологии в машиностроении / Зленко М. А., Попович А. А., Мутьлина И. Н. – Санкт-Петербург : Издательство политехнического университета, 2013. – 221 с.
3. Волхонский А. Е. Методы изготовления прототипов и деталей агрегатов различных изделий промышленности с помощью аддитивных технологий / А. Е. Волхонский, К. В. Дудков // Образовательные технологии. – 2014. – № 1. – С. 127–143.
4. Дежина И. Г. Публичный аналитический доклад по направлению «Новые производственные технологии» [Электронный ресурс] : Дежина И.Г., Пономарев А.К., Фролов А.С. и др. – Сколковский институт науки и технологий. – 2015 –Режим доступа: <https://reestr.extech.ru/docs/analytic/reports/new%20technologies2015.pdf>
5. Cokmak G. The processing of Mg-Ti for hydrogen storage; mechanical milling and plasma synthesis / G.Cokmak, Z.Karoly, I. Mohai, T. Ozturk, J. Szepvolgui // International journal of hydrogen energy. – 2010. – № 35. – P. 118–125.
6. Івасишин О. М. Поверхневі явища при нагріванні порошку гідриду титану / О. М. Івасишин, О. Б. Бондарчук, М. М. Гуменяк, Д. Г. Саввакін // Фізика і хімія твердого тіла. – 2011. – Т. 12, №4. – С. 900–907.
7. Ивасишин О. М. Производство титановых сплавов и деталей экономичным методом порошковой металлургии для широкомасштабного промышленного применения / О. М. Ивасишин, Д. Г. Саввакин, К. А. Бондарева [и др.] // Наука та інновації. – 2005. – № 2. – С. 44–57.
8. Бережко П. Г. Гидрирование титана и циркония и термическое разложение их гидридов / П. Г. Бережко, А. И. Тарасов, А. А. Кузнецов [и др.] // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – № 11. – С. 47–56.
9. Єршова О. Г. Дослідження процесів гідрування-дегідрування титанового дроту / О. Г. Єршова // Фізика і хімія твердого тіла. – 2011. – № 3. – С. 785–790.
10. Порошковая металлургия титановых сплавов / под ред. Ф. Х. Фроус и Дж. Е. Смугерски ; пер. с англ. под ред. С. Г. Глазунова. – М. : Металлургия, 1985. – 263 с.
11. Водородная технология титановых сплавов / [А. А. Ильин, Б. А. Колачев, В. К. Носов, А. М. Мамонов] ; под общей ред. А. А. Ильина. – М. : МИСИС. – 2002. – 392 с.

**Овчинников О.В., Ольшанецкий В.Ю., Джуган О.А. Застосування несферичних гідрованих і дегідрованих порошків титану для отримання виробів в аддитивних технологіях**

*Показана можливість застосування несферичних титанових порошків, що пройшли процеси гідрування і дегідрування як альтернативної сировини сферичним порошкам які застосовуються сьогодні в адитивних технологіях (3-D друку). Встановлено вплив товщини шару порошку, що насипається, на структуру матеріалу з метою отримання більш щільної безпористої та однорідної структури.*

**Ключові слова:** порошок, форма, титан, шар, лазер, друк, структура, пори, властивості.

**Ovchinnikov A., Olshanetskiy V., Dzhugan A. Application of non-spherical hydrogenation and dehydrogenation titanium powder for obtaining products in additive technologies**

*The possibility of using non-spherical titanium powders that have undergone hydrogenation and dehydrogenation proses as alternative raw materials used to date, spherical powders for additive technologies (3-D printing). The influence of the thickness of the layer of poured powder on the structure of the material in order to obtain a more dense and homogeneous structure.*

**Key words:** powder, form, titanium, layer, the laser, printing, structure, pores, properties.

УДК 621.9.2

І. А. Бойко<sup>1,2</sup>, канд. техн. наук В. В. Солоха<sup>2</sup>, д-р техн. наук Л. Й. Івченко<sup>2</sup><sup>1</sup> АО «Мотор Січ», <sup>2</sup> Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя

## ОЦІНКА ВПЛИВУ ПОЛОЖЕННЯ РУХОМИХ ВУЗЛІВ 5-КООРДИНАТНОГО ОБРОБНОГО ЦЕНТРУ НА АМПЛІТУДУ КОЛИВАНЬ ЗБУРЕННЯ ПЕРЕДНЬОГО КІНЦЯ ШПИНДЕЛЯ

*Визначено вплив положення рухомих вузлів 5-координатного обробного центру на амплітуду коливань збурення (АКЗ) переднього кінця шпинделя для перших восьми частот власних коливань верстата. Проаналізовані заходи щодо зменшення впливу положення рухомих вузлів на якість та точність обробки.*

**Ключові слова:** частота власних коливань, амплітуда коливань збурення, шпиндельний вузол.

### Постановка задачі

Проведений в роботі [1] динамічний аналіз 5-координатного обробного центру дозволив визначити частоти і форми власних коливань верстата, амплітуду коливань збурення переднього кінця шпинделя, та оцінити вплив зміни різних параметрів і властивостей елементів системи на перераховані вище характеристики.

Значення амплітуди коливань збурення були отримані для випадків, коли рухомі вузли верстата (шпиндельний вузол, каретка і поворотний стіл) розташовувались в центрі зони обробки.

Аналізуючи отримані форми власних коливань, можна зробити висновок, що величина АКЗ різна для кожної точки досліджуваної системи і може залежати як від форми коливань і пружних властивостей елементів верстата, так і від положення рухомих вузлів.

Під час роботи верстата шпиндельний вузол здійснює переміщення в межах робочої області, а отже, буде спостерігатися зміна амплітуди коливань збурення переднього кінця шпиндельного вузла. Переміщення шпиндельного вузла за лінійними осями призводитиме до зміни амплітуди коливань збурення переднього кінця шпинделя, що може виражатися у значному збільшенні або зменшенні її величини відносно дослідженого в роботі [1] середнього положення.

Враховуючи можливості технологічного обладнання, зменшення АКЗ переднього кінця шпиндельного вузла можливе за рахунок оптимізації керуючих програм, проектуємих пристосувань, конструкторсько-технологічних змін, тощо.

### Мета статті

На базі математичної моделі, яку описано в роботі [1], провести гармонічний аналіз, визначити і проаналізувати вплив положення шпиндель-

ного вузла на АКЗ переднього кінця шпинделя, що переміщується вздовж лінійних осей.

### Результати дослідження

В роботі [1] для 5-координатного обробного центру Ricomax 820 VERSA було визначено вісім частот власних коливань (ЧВК) (табл. 1), що лежать в межах частот обертання шпинделя, характерних для силового різання. Оскільки отримані в розрахунок значення АКЗ відносяться до середнього положення шпиндельного вузла і можуть мати не максимальні значення, то дослідження впливу положення рухомих вузлів верстата необхідно провести для усіх восьми раніше визначених ЧВК.

Для досліджуваного верстата шпиндельний вузол (ШВ) має можливість переміщуватись вздовж осей Y і Z (рис. 1). Аналізу підлягатимуть дев'ять крайніх положень ШВ на межі зони обробки. Крайнє положення шпиндельного вузла за напрямком + Y, відносно базового, називатимемо лівим положенням, а за - Y - правим положенням. Крайнє положення ШВ за напрямком + Z, відносно базового, називатимемо верхнім положенням, а за - Z - нижнім положенням. АКЗ визначалася за трьома осями для кожного із положень шпиндельного вузла як відгук на дію гармонічної сили, вектор якої, за кожної з осей координат, дорівнював 100 Н. АКЗ за відповідними осями позначимо як  $A_x$ ,  $A_y$  і  $A_z$ .

Враховуючи низьку АКЗ поворотного круглого столу [1,2], аналіз впливу зміни його положення на АКЗ не проводиться, тому за віссю X стіл фіксується посередині зони обробки.

На рис. 2, 3 для кожної ЧВК наводяться графіки залежності АКЗ переднього кінця шпинделя за трьома осями координат від його положення за віссю Z, для кожного із трьох положень ШВ вздовж осі Y (ліве, середнє, праве положення).

Таблиця 1 – Частоти власних коливань 5-координатного обробного центру

№ частоти	1	2	3	4	5	6	7	8
Частота, Гц	37,36	44,74	77,6	109,75	125,8	139,9	162,14	175,38

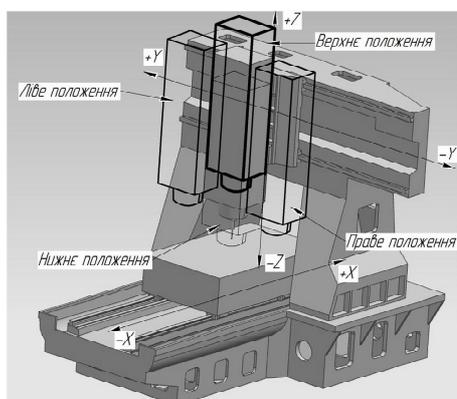


Рис. 1. Граничні положення шпиндельного вузла в межах зони обробки

На ЧВК  $f_1 = 37,36$  Гц (рис. 2, а) спостерігається значна залежність АКЗ від переміщення шпиндельного вузла вздовж осі Z. Максимальна АКЗ спостерігається в правому положенні шпиндельного вузла, де  $A_x$  і  $A_z$  досягають 4,5 мкм. При цьому, різниця між значеннями АКЗ у нижньому і верхньому положенні ШВ, досягає 300 %, а між правим і лівим положенням доходить до 200 %. Значення  $A_y$  при переміщенні ШВ практично не змінюється.

Для частоти  $f_2 = 44,74$  (рис. 2, б) зміна АКЗ як при переміщенні вздовж траверси, так і вздовж каретки ШВ, несуттєві. Оскільки коливання на даній частоті відбуваються вздовж осі Y, то і АКЗ за цією віссю будуть найбільшими і змінюватимуться у межах від 2,3 до 2,9 мкм. Зменшення

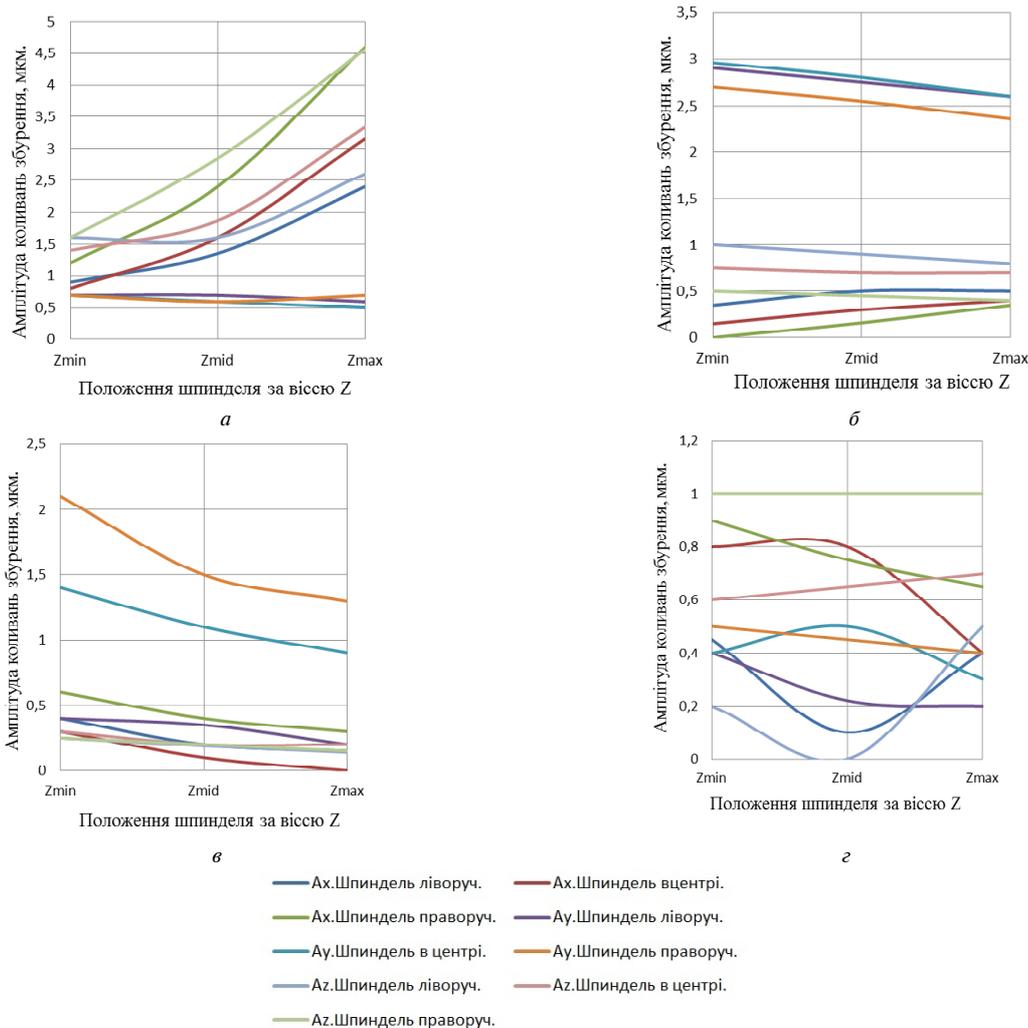


Рис. 2. Залежність АКЗ за трьома осями від положення шпиндельного вузла для різних ЧВК верстата (а –  $f_1=37,36$  Гц; б –  $f_2=44,74$  Гц; в –  $f_3=77,6$  Гц; г –  $f_4=109,75$  Гц)

АКЗ для данної частоти може бути досягнуто за рахунок проведення змін у конструкції верстата.

Третя ЧВК  $f_3 = 77,6$  Гц (рис. 2, *в*) відрізняється значним впливом на АКЗ положення ШВ вздовж траверси (вісь Y). В лівому положенні ШВ  $A_y$  від 3 до 5 разів більша, ніж у правому, досягаючи 2,2 мкм, а  $A_x$  і  $A_z$  ледь сягають 0,5 мкм. На частоті  $f_4 = 109,75$  Гц (рис. 2, *г*) АКЗ за трьома осями дуже малі і максимум сягають 1 мкм. Найменші коливання ШВ відбуваються у лівому положенні, а найбільші – у правому.

Максимальні АКЗ для  $f_5 = 125,8$  Гц (рис. 3, *а*) мають місце в нижньому положенні ШВ за усіма 3-ма осями. Найменші значення АКЗ спостерігаються за віссю Y, а найбільші – за віссю X (до 1,4 мкм).

Подібна картина спостерігається і для шостої ЧВК  $f_6 = 139,9$  Гц (рис. 3, *б*), крім того, що максимальні значення  $A_x$  сягають 3,2 мкм,  $A_y$  не перевищують 0,5 мкм, а  $A_z$  лежать в межах від 0,8 до 1,2 мкм.

Надзвичайно малі АКЗ для сьомої і восьмої ЧВК (рис. 3, *в* і 3, *г*). Для сьомої ЧВК ( $f_7 = 162,14$  Гц) тільки в правому положенні шпиндельного вузла  $A_y$  сягає 1,3 мкм. АКЗ за іншими осями набагато менші, тому їх до уваги можна не брати. Для восьмої ЧВК ( $f_8 = 175,38$  Гц) в правому нижньому положенні максимальне значення АКЗ для  $A_x$  становить 0,8 мкм і сходиться до нуля при підйомі ШВ в верхнє положення.  $A_y$  і  $A_z$  не перевищують 0,4 мкм.

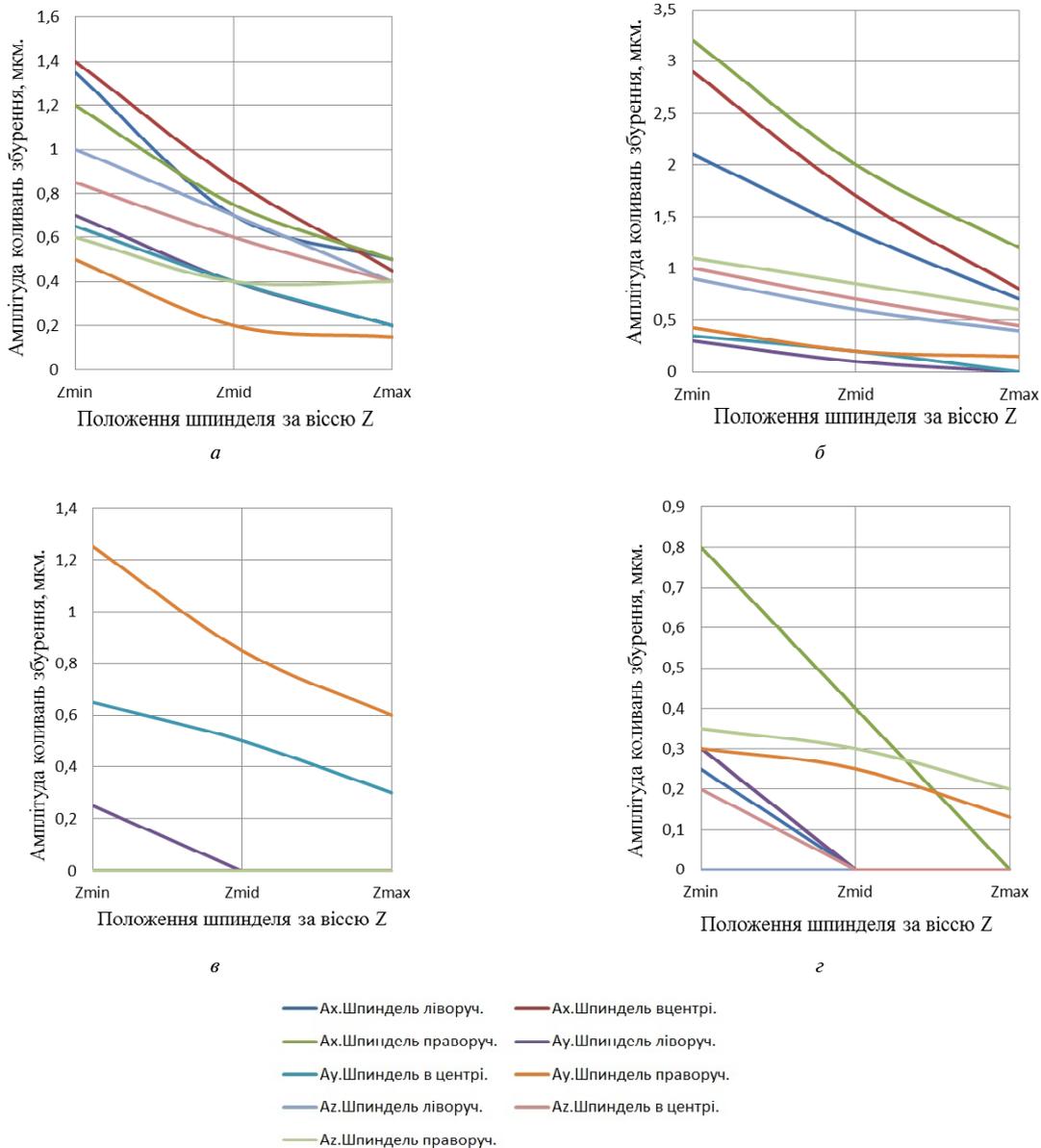


Рис. 3. Залежність АКЗ за трьома осями від положення шпиндельного вузла для різних ЧВК верстата (*а* –  $f_5 = 125,8$  Гц; *б* –  $f_6 = 139,9$  Гц; *в* –  $f_7 = 162,14$  Гц; *г* –  $f_8 = 175,38$  Гц)

**Висновки і пропозиції**

Серед восьми ЧВК, що аналізуються за найбільшою АКЗ, основними приймаємо частоти  $f_1 = 37,359$  Гц,  $f_2 = 44,74$  Гц,  $f_3 = 77,616$  Гц,  $f_5 = 125,88$  Гц,  $f_6 = 162,16$  Гц

Для частот  $f_1$ ,  $f_5$ ,  $f_6$  чітко прослідковується значна залежність АКЗ від положення ШВ за віссю Z.

При роботі на частотах, що близькі до  $f_1$ , пропонується застосовувати інструмент і інструментальне оснащення з якомога меншим вильотом і на максимально малій відстані від дзеркала столу, що можна також досягнути за рахунок вдалого проектування пристосувань. За можливість, обробку проводити ближче до лівого положення ШВ.

При роботі на частотах, що близькі до  $f_5$  і  $f_6$ , необхідно відсунути зону (площину) обробки якомога вище від дзеркала столу. При цьому, використання спеціальних пристосувань або «подушок», потребує додаткових досліджень можливості їхнього впливу як на ЧВК, так і на АКЗ елементів системи [3,4].

Враховуючи низький вплив на АКЗ на ЧВК  $f_2 = 44,74$  Гц положення ШВ за осями Y і Z, зниження Au можливе на етапі конструкторсько-технологічного проектування обладнання, або за рахунок зміни схеми встановлення на опори [1]. Для ЧВК  $f_3 = 77,616$  Гц пропонується обробку проводити ближче до лівого положення ШВ.

Вплив різних варіантів встановлення верстата на опори і оцінка впливу жорсткості опор на ЧВК і АКЗ верстата потребує додаткового дослідження.

Дослідження впливу положення рухомих вузлів 5-координатного обробного центру на АКЗ є необхідним елементом динамічного аналізу, оскільки

при переміщенні шпindelного вузла вздовж лінійних осей може відбуватися суттєва зміна АКЗ переднього кінця шпindelля для окремих ЧВК, а також дає можливість отримати більш повну картину щодо визначення основних ЧВК з найбільшими АКЗ.

**Список літератури**

1. Бойко І. А. Динамічний аналіз 5-координатного обробного центру / І. А. Бойко, В. В. Солоха, Л. Й. Івченко // Теоретические и прикладные проблемы создания авиационных двигателей и энергетических установок: тезисы докладов междунар. научн.-технич. конф. – Запорожье : АО «Мотор Сич», 2014. – С. 78–80.
2. Бойко І. А. Динамічний аналіз поворотного стола 5-координатного обробного центру / І. А. Бойко, В. В. Солоха, Л. Й. Івченко // Вісник Чернігівського державного технологічного університету. Серія «Технічні науки». – 2014. – № 1(73). – С. 134–143.
3. Shil-Geun Kim. Analysis of Dynamic Characteristics and Evaluation of Dynamic Stiffness of a 5-Axis Multi-tasking machine tool by using FEM and Exiter test / Shil-Geun Kim, Sung-Hyun Jang // International conference on Smart Manufacturing Application. – 2008. – P. 565–569.
4. Patwari A. Dynamic Modal Analysis of Vertical Machining Centre Components / A. Patwari, W. Faris // Advances in Acoustics and Vibration. – 2009. – P. 1–10.

Поступила в редакцію 21.01.2015

**Бойко И.А., Солоха В.В., Ивченко Л.И. Оценка влияния положения подвижных узлов 5-координатного обрабатывающего центра на амплитуду колебаний возбуждения переднего конца шпинделя**

*Определено влияние положения подвижных узлов 5-координатного обрабатывающего центра на амплитуду колебаний возмущения переднего конца шпинделя для первых восьми частот собственных колебаний станка. Проанализированы меры по уменьшению влияния положения подвижных узлов на качество и точность обработки.*

**Ключевые слова:** частота собственных колебаний, амплитуда колебаний возбуждения, шпиндельный узел.

**Boyko I., Solokha V., Ivschenko L. Estimation the influence of the 5-axis machining centers movable components position on the perturbation vibration amplitude of the spindle forward end**

*The influence of the 5 coordinate processing center movable components position on the perturbation vibration amplitude of the spindle forward end for the first eight frequency of the machine natural vibrations is defined. Analyzed measures to reduce the impact position of mobile nodes on the quality and accuracy of processing.*

**Key words:** frequency of natural vibrations, perturbation vibration amplitude, spindle.

УДК 669.721.5

Д-р техн. наук В. А. Шаломеев<sup>1</sup>, д-р техн. наук Э. И. Цивирко<sup>1</sup>,  
В. В. Клочихин<sup>2</sup>, М. М. Зинченко<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Запорожский национальный технический университет, <sup>2</sup>ОАО «Мотор Сич»; г. Запорожье

## ИСПРАВЛЕНИЕ ДЕФЕКТОВ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ ИЗ СПЛАВА МЛ10 ДЛЯ ГТД

*Изучено влияние скандия в присадочном сплаве МЛ10 на качество заваренных дефектов магниевых литых деталей. Показано модифицирующее влияние скандия на механические свойства и жаропрочность сплава. Применение скандийсодержащего присадочного материала для заварки изделий из сплава МЛ10 позволяет значительно повысить механические свойства металла.*

**Ключевые слова:** скандий, модифицирование, сплав МЛ10, присадочный материал, заварка дефектов.

С целью повышения надежности и долговечности эксплуатации, авиационные двигатели проходят после определенной наработки профилактические осмотры, в ходе которых на отдельных элементах ГТД выявляются и завариваются поверхностные дефекты [1].

Для производства жаропрочного магниевого литья в авиадвигателестроении широко применяют сплав МЛ10, содержащий цирконий и неодим, которые, образуя жаропрочные интерметаллидные фазы, обеспечивают требуемые служебные характеристики сплава при повышенных температурах [2]. Номенклатура литых деталей, изготовленных из данного сплава, достаточно разнообразна, стоимость сложных корпусных деталей может достигать десятков тысяч гривен, поэтому технологическим вопросам их ремонта уделяется особое внимание.

На поверхности изделий из сплава МЛ10 после эксплуатации обнаруживаются чаще всего мелкие трещины (рис. 1), образование которых обусловлено условиями эксплуатации авиадвигателей.

Самыми распространенными являются трещины смешанного типа, среди которых преобладают усталостно-коррозионные. Структура поверхности раскрытых трещин неоднородная, покрыта плотным слоем окислов, трещина может наблюдаться как по зерну, так и по его границам (рис. 2, а).

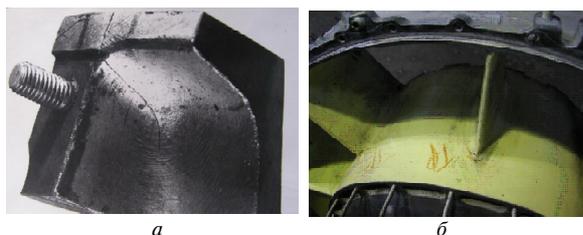


Рис. 1. Трещины на поверхности отливок из сплава Мл-10,  $\times 0,1$ : а – фрагмент лобового картера, б – корпусная деталь

даться как по зерну, так и по его границам (рис. 2, а).

Микроскопический анализ показал, что в крупнокристаллическом строении сплава наблюдается подплавление границ зерен (рис. 2, б) и межзеренное разрушение, которое характерно для перегретого состояния.

По техническим условиям, после выявления и разделки дефекта, допускается его аргонно-дуговая заварка вольфрамовым электродом с присадочным материалом из сплава МЛ10. При этом имели место случаи, когда заварка трещин сопровождалась образованием новых трещин после повторной заварки и в отдельных случаях к забракованию детали.

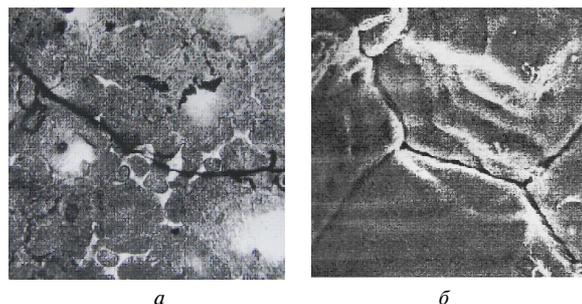


Рис. 2. Микроструктура магниевого сплава с трещиной (а) и подплавлением границ зерен (б),  $\times 210$

Поэтому разработка новых присадочных материалов для заварки дефектов литых деталей, обеспечивающих требуемое качество литых деталей является вполне актуальной.

Известно положительное влияние скандия на свариваемые алюминиевые сплавы [3] и алюминий-содержащие магниевые сплавы [4, 5] за счет образования жаропрочных интерметаллидных фаз. Потому представляло интерес изучение влияния скандия на структуру и свойства жаропрочного

сплава МЛ10, уже имеющего в своем составе жаропрочные фазы (MgZr)12Nd, что позволит повысить физико-механические характеристики металла в месте сварки.

Исследования проводилось в два этапа:

1. Разработка присадочного скандийсодержащего сплава МЛ10 с оптимальным содержанием скандия для обеспечения повышенных механических свойств и жаропрочности.

2. Изучение структуры и свойств основного металла и сварного шва на образцах, заваренных разработанным скандийсодержащим присадочным материалом.

Магниевый сплав МЛ10 выплавляли в индукционной тигельной печи типа ИПМ-500 по серийной технологии. Рафинирование сплава проводили флюсом ВИ-2 в раздаточной печи с порционным отбором расплава, в который вводили возрастающие присадки Mg-Sc-лигатуры (10 % Sc, 90 % Mg) и заливали стандартные образцы для механических испытаний  $\varnothing$  12 мм в песчано-глинистую форму. Образцы для механических испытаний проходили термическую обработку в печах типа Бельвью и ПАП-4М по режиму: закалка от  $415 \pm 5$  °С, выдержка 15 ч, охлаждение на воздухе и старение при  $200 \pm 5$  °С, выдержка 8 ч, охлаждение на воздухе.

Временное сопротивление разрыву и относительное удлинение образцов определяли на разрывной машине Р5 при комнатной температуре.

Длительную прочность при различных температурах определяли на разрывной машине АИМА 5–2 на образцах  $\varnothing$  5 мм по ГОСТ 10145-81.

Микроструктуру металла изучали на микроскопе «Neophot 32» после травления реактивом, состоящем из 1% азотной кислоты, 20% уксусной кислоты, 19% дистиллированной воды, 60% этиленгликоля.

Микротвердость структурных составляющих сплава определяли на микротвердомере фирмы «Buehler» при нагрузке 0,1 Н.

Микрорентгеноспектральный анализ фаз осуществляли на электронном микроскопе «JSM-6360LA».

Химический состав исследуемых вариантов сплава удовлетворял требованиям ГОСТ 2856-79 и по содержанию основных элементов находился примерно на одном уровне.

Микроструктура термообработанного сплава МЛ10, отлитого по стандартной технологии, представляла собой  $\delta$ - твердый раствор с наличием эвтектоида  $\delta + (MgZr)12Nd$  в виде областей сферической формы. С повышением концентрации модификатора (Sc) в сплаве наблюдалось увеличение размеров сферических областей выделения эвтектоида (рис. 3), в то время как размер  $\delta$ - фазы находился приблизительно на одном уровне (рис. 4).

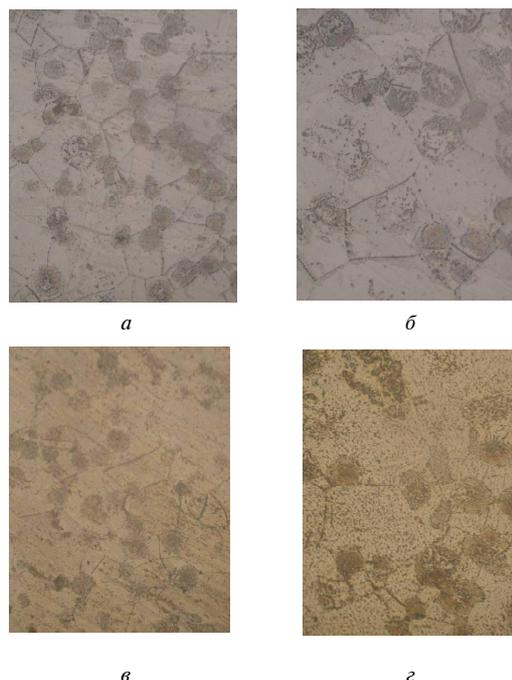


Рис. 3. Микроструктура сплава МЛ-10 без присадки Sc (а, в), с присадкой 0,05 % Sc (б, г),  $\times 500$ : а, б – после стандартной термообработки, в, г – после испытаний при  $150$  °С (1252 ч) +  $250$  °С (напряжение 80 МПа)

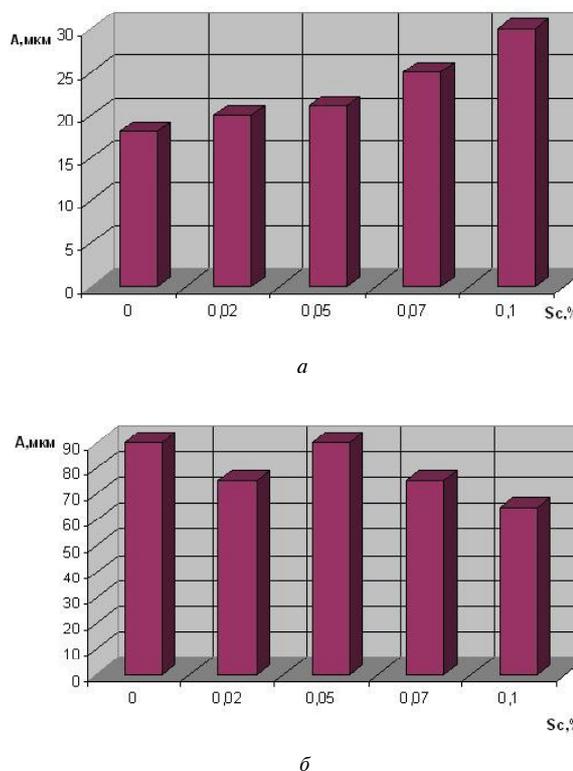


Рис. 4. Размеры структурных составляющих сплава Мл-10 с различным содержанием скандия: а –  $\delta+(MgZr)12Nd$  – фаза; б –  $\delta$ - фаза

Термическая обработка улучшала однородность сплава вследствие перераспределения элементов между осями и межосными пространствами дендритов, а также дополнительного легирования матрицы за счет диффузии элементов из пограничных выделений фазы (MgZr)12Nd.

Микрорентгеноспектральный анализ показал, что сферические области обогащены, в основном, цирконием, неодимом и скандием. В модифицированном сплаве содержание скандия в сферических выделениях эвтектоида  $\delta + (MgZr)12Nd$  было в  $\sim 1,5...2,0$  раза выше, чем в  $\delta$ - твердом растворе.

В образцах, испытанных при температурах 150...250 °С, наблюдался распад эвтектоида. Анализ микроструктур показал, что в процессе длительного воздействия температур испытаний наряду с распадом эвтектоида происходило его растворение в матрице с последующим выделением мелкодисперсной интерметаллидной фазы типа (MgZr)12Nd со скандием (рис. 5). При этом замечено, что мелкодисперсные интерметаллидные частицы выделялись неравномерно, образуя области полосчатой структуры, характеризующиеся повышенной микротвердостью.

Установлено, что более полному распаду эвтектоидной фазы способствовало время выдерж-



**Рис. 5.** Неравномерное выделение вторичной интерметаллидной фазы в сплаве Мл-10 с 0,07 % Sc после длительной выдержки (1252 часа,  $\sigma_0 = 80$  МПа) при температуре 150 °С,  $\times 750$

ки при заданной температуре, а также напряжении. При температуре 270 °С наблюдалось огрубление структуры вследствие интенсивного выделения интерметаллидов, в особенности по границам зерен, чем и можно объяснить заметное падение жаропрочности материала. Грубые пограничные выделения были обнаружены в структуре сплава, содержащего 0,10 % Sc, которые способствовали быстрому разрушению образцов в процессе испытания на длительную прочность.

Микротвердость  $\delta$ - твердого раствора сплава без скандия (до термообработки) более чем в 3 раза ниже микротвердости сферических эвтектоидов. После проведения термообработки микротвердость матрицы увеличилась, но снизилось значение твердости эвтектоида, что свидетельствует о повышении однородности термообработанного сплава (табл. 1).

Показано, что повышение концентрации скандия в сплаве приводило к увеличению микротвердости структурных составляющих как до, так и после термической обработки.

С повышением температуры испытаний от 150 до 250 °С микротвердость матрицы и эвтектоида увеличивалась и при содержании скандия в сплаве до 0,05 % повышалась микротвердость всех фаз. Увеличение температуры испытаний исследуемых сплавов до 270 °С приводило к некоторому снижению микротвердости фаз, однако положительное влияние скандия в сплаве на повышение микротвердости металла сохранялось (табл. 2).

Таким образом, присадка скандия в сплав МЛ10 до 0,07% способствовала некоторому повышению как механических, так и жаропрочных свойств (табл. 3). Дальнейшее увеличение присадки скандия приводило к снижению физико-механических характеристик материала.

С повышением температуры испытания до 270 °С уменьшилось время до разрушения в  $\sim 6$  раз. Падение жаропрочности исследуемых сплавов при данной температуре обусловлено огрублением структуры металла вследствие выделения интерметаллидов по границам зерен.

**Таблица 1** – Микротвердость структурных составляющих в образцах из сплава МЛ10

Массовая доля Sc, % масс.	Микротвердость, HV, МПа			
	матрица		эвтектоид	
	до термообработки	после термообработки	до термообработки	после термообработки
–	591,8...733,4*)	1017,3...1064,0	1821,6...2627,6	1225,5...1354,4
0,02	681,0...858,0	1114,1...1167,8	1891,6...3047,3	1286,6...1469,6
0,05	733,4...824,0	1017,3...1167,8	1891,6...2288,9	1287,5...1504,7
0,07	761,8...894,1	1114,1...1354,4	1781,6...2011,7	1589,5...1891,6
0,10	733,4...898,0	1167,8...1287,5	1781,6...2011,7	1589,5...1891,6

Примечание: \*) – минимальное и максимальное значения.

**Таблица 2** – Микротвердость структурных составляющих в образцах из сплава МЛ10 после испытаний на длительную прочность

Массовая доля Sc, % масс.	Микротвердость после испытаний на длительную прочность ( $\sigma_b = 80$ МПа), HV, МПа					
	матрица			эвтектоид		
	Тисп. = 150 °С	Тисп. = 250 °С	Тисп. = 270 °С	Тисп. = 150 °С	Тисп. = 250 °С	Тисп. = 270 °С
–	824,0... 894,1*)	824,0... 920,0	804,1... 824,4	1026,6... 1114,1	1114,5... 1180,7	715,5... 814,7
0,02	894,1... 1064,0	894,1... 1017,3	824,0... 844,0	1114,1... 1167,8	1167,8... 1225,5	733,4... 857,3
0,05	894,1... 1017,3	894,1... 1017,3	733,4... 857,3	1114,1... 1167,8	1167,8... 1225,5	824,0... 949,5
0,07	894,1... 973,5	1064,0... 1114,1	894,1... 914,1	1114,1... 1167,8	1167,8... 1225,5	973,5... 1167,8
0,10	894,1... 973,5	1064,0... 1114,1	894,1... 914,1	1114,1... 1167,8	1167,8... 1225,5	973,5... 1167,8

Примечание: \*) – минимальное и максимальное значения.

**Таблица 3** – Механические свойства и длительная прочность\*) сплава МЛ10

Массовая доля Sc, % масс.	Механические свойства		Длительная прочность, $\sigma_b = 80$ МПа, час.		
	$\sigma_b$ , МПа	$\delta$ , %	T**)исп. = 150/250 °С;	Тисп. = 250 °С;	Тисп. = 270 °С;
–	235,0	3,6	125130/2615	4730	900
0,02	253,0	4,6	125200/5600	5310	1110
0,05	245,0	6,3	125200/4845	7130	1600
0,07	240,0	4,0	125230/6400	6140	1220
0,10	232,0	3,5	125230/4800	3630	1320
ГОСТ 2856-79	$\geq 226,0$	$\geq 3,0$	–	–	–

Примечание: \*) - средние значения;

\*\*) - испытание образцов на длительную прочность проводили ступенчатым образом: при 150 °С (числитель), затем при 250 °С (знаменатель).

Таким образом, модифицирование магниевого сплава МЛ10 скандием способствует получению мелкодисперсной, однородной структуры. При содержании скандия в металле пределах 0,05...0,07 % обеспечиваются лучшие показатели механических свойств и жаропрочности сплава.

Для изучения свариваемости металла, термообработанные пластины размером 200×100×10 мм из сплава МЛ10 сваривали присадочным материалом в виде литых образцов  $\varnothing 8 \times 200$  мм из этого же сплава, содержащего скандий (0,06...0,07% Sc) и, для сравнения, без него, и изготавливали пропорциональные цилиндрические образцы  $\varnothing 5$  мм с учетом требований ГОСТ 6996-66. Сварка проводилась аргоно-дуговым способом с использованием вольфрамового электрода и опытных присадочных образцов с применением сварочного трансформатора ТД-500, осциллятора ОСПП-3 и балластного реостата РБ-35. Контроль качества сварочного шва осуществляли рентгеновским способом.

Микроструктура основного металла характерна для термообработанного состояния сплава МЛ10,

а сварной шов состоял из  $\delta$ - твердого раствора и фазы  $(MgZr)_{12}Nd$ , располагающейся по границам зерен в виде светло-серых пленочных выделений (рис. 6).

Размер структурных составляющих в сварном шве значительно меньше, чем в основном металле (табл. 4). Микротвердость сварного шва несколько выше в сравнении с твердостью основного металла.

Механические свойства металла образцов, содержащих скандий, выше, чем сплава МЛ10 без скандия, причем разрушение сварных образцов при испытаниях проходило не по сварному шву, а по основному металлу или околосшовной зоне.

Практическое опробование присадочного материала сплава МЛ10 со скандием при заварке корпусов авиадвигателей дало положительный результат. Рентгеновский анализ не выявил наличие дефектов в заваренных зонах. По уровню механических свойств материал сварного шва удовлетворял требованиям ГОСТа.

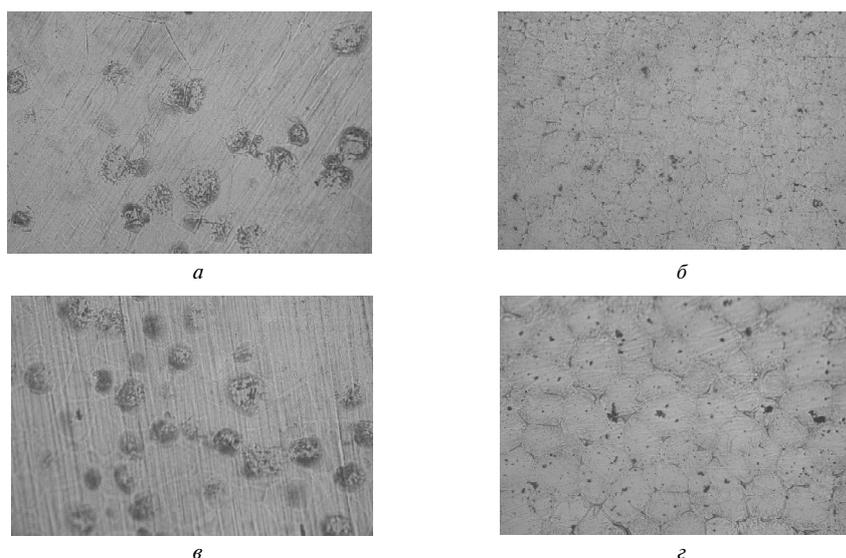


Рис. 6. Микроструктура сварных образцов без присадки (а, б) и с присадкой скандия (в, з),  $\times 500$ : а, в – основной металл; б, з – сварной шов

Таблица 4 – Размер структурных составляющих, микротвердость и механические свойства сварных образцов из сплава МЛ10

Массовая доля Sc в присадочном металле, %	Размер структурных составляющих, мкм		Микротвердость HV 0,05	Механические свойства	
	матрица	эвтектоид		$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %
-----	40...100*)	30...50	910,0	226...230**)	3,0...3,6
	18...50	20...40	930,0	(228)	(3,3)
0,05...0,06	30...100	20...50	905,8	241...245	4,4...5,6
	15...35	15...30	980,4	(243)	(5,0)

Примечание: \*)- числитель – основной металл, знаменатель – сварной шов,

\*\*) - числитель – минимальное и максимальное значение, знаменатель – среднее.

## Выводы

Существующая технология исправления дефектов литых деталей после эксплуатации авиадвигателей из сплава МЛ10 требует их многократной заварки, что существенно удорожает стоимость их ремонта.

Разработан скандийсодержащий магниевый сплав для заварки деталей из сплава МЛ10. Содержание скандия в пределах 0,050,07 % обеспечивает повышение механических свойств и жаропрочности исследуемого сплава.

Заварка скандийсодержащим присадочным материалом поверхностных дефектов деталей из сплава МЛ10 позволяет получить плотную и однородную зону сплавления за счет образования мелкозернистой структуры металла сварного шва и повышенных механических свойств.

Технология заварки ремонтных изделий из сплава МЛ10 скандийсодержащим присадочным материалом улучшает их эксплуатационные характеристики, продлевает срок работы и снижает стоимость ремонтов авиадвигателей, что позволит получить значительный экономический эффект.

## Список литературы

1. Сварка в самолетостроении / [Кривов Г. А., Рябов В. Р., Ищенко А. Я. и др.]. – К. : МИИВЦ, 1998. – 695 с.
2. Магниево-алюминиевые сплавы. Справочник. Ч. 2 / [Альтман М. Б., Белов А. Ф., Добаткин В. И. и др.]. – М. : Металлургия, 1978. – 294 с.
3. Ищенко А. Я. Свариваемые алюминиевые сплавы со скандием / Ищенко А. Я., Лабур Т. М. – К. : КВЦ, 1999. – 111 с.
4. Механические и специальные свойства жаростойкого магниевого сплава Мл-10 со скандием / [Шаломеев В. А., Цивирко Э. И., Лисенко Н. А. и др.] // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 2. – С. 172–176.
5. Патент № 25055 Украина. Литейный сплав на основе магния./Шаломеев В. А., Цивирко Э. И., Жеманюк П. Д. и др. ; заявл. 12.03.2007 ; опубл. 25.07.2007, Бюл. № 11.

Поступила в редакцию 16.04.2015

**Шаломєєв В.А., Цивірко Е.І., Клочихін В.В., Зінченко М.М. Виправлення дефектів корпусних деталей зі сплаву МЛ10 для ГТД**

*Вивчений вплив скандію в присадочному сплаві МЛ10 на якість зварених дефектів магнієвих литих деталей. Показано модифікуючий вплив скандію на механічні властивості й жароміцність сплаву. Застосування скандійвмісного присадочного матеріалу для зварки виробів зі сплаву МЛ10 дозволяє значно підвищити механічні властивості металу.*

**Ключові слова:** скандій, модифікування, сплав МЛ10, присадний матеріал, зварка дефектів.

**Shalomeev V, Tsivirko E, Klochihin V, Zinchenko M. Body parts from the alloy ML10 for GTE defect correction**

*Influence of scandium in alloy ML10 on quality of the made defects of magnesium cast details is studied. Modifying influence of scandium on mechanical properties and thermal stability of an alloy is shown. Application of a material with scandium for tea leaves of products from alloy ML10 allows to raise mechanical properties of metal considerably.*

**Key words:** scandium, modification, alloy ML10, filler material, welding defects.

УДК 621.914.1

Д-р техн. наук Ю. Н. Внуков<sup>1</sup>, А. И. Гермашев<sup>1</sup>, канд. техн. наук В. Ф. Мозговой<sup>2</sup>,  
канд. техн. наук К. Б. Балушок<sup>2</sup>, канд. техн. наук Э. В. Кондратюк<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Запорожский национальный технический университет, <sup>2</sup> ОАО «Мотор Сич»,

<sup>3</sup> ГП «Ивченко Прогресс»; г. Запорожье

## ОПРОБОВАНИЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАННОЙ ТЕХНОЛОГИИ ПОДГОТОВКИ И НАНЕСЕНИЯ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СРЕДЫ НА МОНОКОЛЕСА ГТД ПРИ КОНЦЕВОМ ФРЕЗЕРОВАНИИ

*В данной статье описана улучшенная технология подготовки и нанесения демпфирующей среды, применяемой на АО «Мотор Сич» для финишного фрезерования моноколес ГТД. Показаны предварительные результаты использования разработанной технологии при фрезеровании осевого моноколеса ГТД.*

**Ключевые слова:** демпфирующая среда, тонкостенная деталь, моноколесо ГТД, фрезерование, обработанная поверхность.

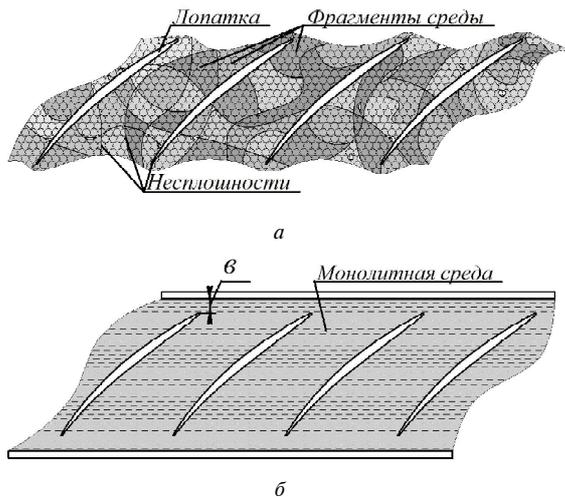
В авиационной отрасли значительной проблемой при финишном фрезеровании тонкостенных элементов деталей (например, лопаток осевых и центробежных моноколес) является возбуждение вибраций, которые снижают качество обработанной поверхности, стойкость инструмента и ведут к преждевременному изнашиванию шпиндельных узлов станка. Одним из эффективных технологических приемов гашения вибраций, который уже хорошо зарекомендовал себя в производстве, является применение демпфирующих сред (заполняющих межлопаточное пространство моноколес) во время полустойковой и чистовой обработки. Использование подобных вспомогательных материалов для обработки тонкостенных деталей является новым и недостаточно изученным направлением. В связи с этим предприятия отрасли используют различные составы материалов-заполнителей. На данный момент не существует единого общепризнанного состава демпфирующей среды, который обеспечивал бы оптимальные параметры при обработке.

Для выявления возможностей повышения качества, размерной точности моноколес ГТД, изготавливаемых на АО «Мотор Сич», были проведены совместные с ЗНТУ исследования. Работы проводили на стенде для исследования вязкоупругих демпфирующих сред, применяемых для финишного фрезерования лопаток моноколес ГТД [1]. Для сравнения были выбраны составы демпфирующих сред, которые применяются на трех авиадвигателестроительных предприятиях: АО «Мотор Сич», ГП ЗМКБ «Ивченко Прогресс» и смесь «Rigidax», которую использует компания «Rolls Roys».

В ходе проведения сравнительных исследований была установлена возможность существенного улучшения качества поверхности и размерной точности путем изменения технологии подготовки и заполнения межлопаточного пространства демпфирующей средой, которая применяется на АО «Мотор Сич» для финишного фрезерования моноколес ГТД. Предлагаемая технология подготовки и заполнения в межлопаточное пространство среды позволяет максимально использовать ее достоинства и свести к минимуму недостатки.

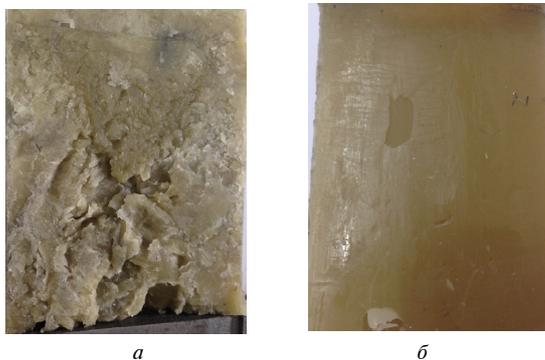
Демпфирующая среда, применяемая на АО «Мотор Сич», является термопластичной, то есть при повышении температуры она переходит из твердого (при комнатной температуре) в высокопластичное и далее – в вязкотекучее состояние, что обеспечивает возможность ее формирования при заполнении различными методами. Эти переходы обратимы и могут повторяться многократно, что позволяет производить переработку и повторное использование среды.

В настоящее время заполнение демпфирующей среды в межлопаточное пространство осуществляется при ее пластичном состоянии. Рабочий вручную заполняет пространство отдельными небольшими пластичными объемами среды. Далее следует процесс ее охлаждения. Когда среда приобретает твердое состояние, начинается обработка моноколеса. При таком варианте заполнения демпфирующей среды конечная ее структура состоит из множества скрепленных между собой фрагментов (рис. 1, а). На границах соединения между этими фрагментами имеются несплошности (рис. 2, а), которые ухудшают прочностные характеристики среды.



**Рис. 1.** Схема заполнения межлопаточного пространства демпфирующей средой:  
 а — заполнение пластиковых фрагментов вручную;  
 б — заливка вязкотекучей средой в форму

Предлагается альтернативная технология подготовки среды, которая заключается в ее нагреве до вязкотекучего состояния. В этом случае демпфирующая среда заливается в межлопаточный канал и после процесса полимеризации образует монолитную структуру (рис. 1, б). Это существенно улучшает ее прочностные характеристики (рис. 2, б).



**Рис. 2.** Макроструктура демпфирующей среды в межлопаточном пространстве: а — заполнение пластиковых фрагментов среды вручную, б — заливка вязкотекучей среды

Важной особенностью альтернативной технологии заполнения межлопаточного канала является заливка демпфирующей среды с увеличенными границами относительно габаритных размеров детали. Заполняется не только межлопаточное, но и боковое пространство. Таким образом, лопатка полностью окружена материалом демпфирующей среды, который должен превышать боковые границы детали (входную и выходную кромку) на определенное значение —  $\delta$  (рис. 1, б). Величина этого превышения зависит от уровня статической жесткости обрабатываемых лопаток. При такой технологии заполнения меж-

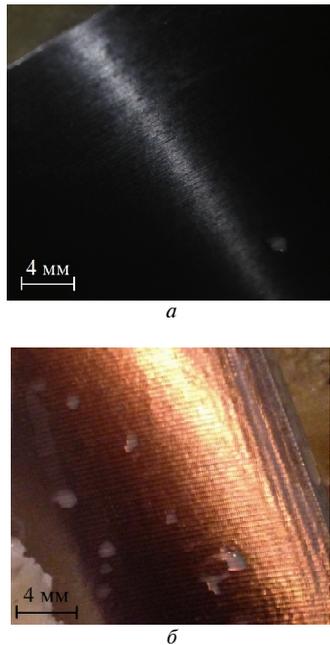
лопаточных каналов весь материал среды неразрывно связан друг с другом и образует единый подпорный каркас, который окружает и армирует деталь во время обработки. Новый подход изменяет принцип работы демпфирующей среды, по сравнению с ныне применяемым. При использовании заводской технологии среда выступает в качестве только демпфирующей прокладки между лопатками (рис. 1, а). При технологии заливки демпфирующая среда жестко фиксирует каждую лопатку до того момента пока она не будет полностью обработана. При этом устраняется главный недостаток демпфирующей среды — плохое сцепление с материалом лопатки. Реализация технологии применения демпфирующей среды путем заливки предполагает заполнение моноколеса демпфирующей средой вне станка, что способствует снижению времени его простоя.

После проведения исследований на экспериментальном стенде [1] данная технология была апробирована в производственных условиях АО «Мотор Сич» при фрезеровании пера лопатки колеса вентилятора первой ступени двухконтурного газотурбинного двигателя АИ-222-25. Предварительные исследования показали, что использование технологии заливки демпфирующей среды до 2 и более раз увеличивает жесткость системы, по сравнению с заводской технологией. Поэтому, при использовании на производстве концевых фрез с большим вылетом ( $l = 195$  мм), необходимо было проверить условия влияния среды на точность прохождения инструмента по заданной траектории движения. В связи с этим была выбрана полуставовая операция, так как на данном этапе обработки моноколеса отклонение инструмента от траектории не влечет за собой появления неисправимого брака.

Для проведения исследования один сектор моноколеса был заполнен по предложенной технологии заливки среды, а другой — по традиционной технологии заполнения вручную, применяемой АО «Мотор Сич» (рис. 3).



**Рис. 3.** Обработка первого уровня пера лопатки моноколеса ГТД при заполнении межлопаточного канала по технологии заливки



**Рис. 4.** Внешний вид обработанной поверхности: *а* – при использовании технологии заливки демпфирующей среды, *б* – при использовании заводской технологии заполнения среды вручную

Использование альтернативной технологии подготовки и заливки среды при получистовой обработке первого уровня пера лопатки моноколеса ГТД привело к значительному улучшению качества обработанной поверхности (рис. 4, *а*). Необходимо отметить, что данная обработка велась на максимальном вылете лопатки, где ее жесткость наименьшая. Внешний вид обработан-

ной поверхности (рис. 4, *а*) свидетельствует о резании без вибраций. Обработанная поверхность, полученная после фрезерования с использованием заводской технологии, имеет волнистый характер, подтверждая присутствие вибраций (рис. 4, *б*). Следов зарезов на обработанной поверхности не обнаружено. То есть увеличение жесткости системы в результате заливки среды не вызывает недопустимых отгибов инструмента.

Результаты первоначальных испытаний свидетельствуют о перспективности использования альтернативной технологии заливки демпфирующей среды, которая применяется на АО «Мотор Сич» для фрезерования лопаток моноколес ГТД. Реализация предлагаемой технологии позволит увеличить эффективность обработки путем снижения времени на получистовых операциях и улучшить качество и размерную точность на чистовых. Выполнение поставленных задач требует комплексного решения, как в корректировке режимов резания, так и программы обработки детали.

#### Список литературы

1. Пат. UA 88683 МПК (2006) F16F15/00; G01M7/02, Стенд для дослідження в'язкопружних демпфуючих середовищ, призначених для фінішного фрезерування лопаток моноколес ГТД / Гермашев А. І., Логомінов В. О., Кондратюк Е. В., Мозговий В. Ф., Козлова О. Б.; заявник та патентовласник Запорізький національний технічний університет. — u201312754; заявл. 01.11.2013; опубл. 25.03.2014.

Поступила в редакцию 04.06.2015

#### **Внуков Ю.М., Гермашев А.І., Мозговий В.Ф., Балушок К.Б., Кондратюк Е.В. Оптимізація вдосконаленої технології підготовки та нанесення демпфуючого середовища на моноколеса ГТД при кінцевому фрезеруванні**

*У даній статті описана вдосконалена технологія підготовки та нанесення демпфуючого середовища, яке застосовується АТ «Мотор Січ» для фінішного фрезерування моноколес ГТД. Показані попередні результати використання розробленої технології при фрезеруванні осьового моноколеса ГТД.*

**Ключові слова:** демпфуюче середовище, тонкостінна деталь, моноколесо ГТД, фрезерування, оброблена поверхня.

#### **Vnukov Yu., Germashev A., Mozgovi V., Balushok K., Kondratuk E. Improved technology application of filler material utilization for end milling of the blisks and impellers**

*This article show improved technology application of filler material, which use MOTOR SICH JSC for finish milling of the blisks and impellers. The milling tests of the blisk on five-access machine are also presented.*

**Key words:** fixturing filling material, thin-walled detail, milling, blisks, impellers, surface finish.

УДК 669.245.018.044:620.193.53

Канд. техн. наук С. В. Гайдук, канд. техн. наук В. В. Кононов

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

## ПРИМЕНЕНИЕ CALPHAD-МЕТОДА К РАСЧЕТУ ФАЗОВОГО СОСТАВА ЛИТЕЙНОГО СВАРИВАЕМОГО ЖАРОПРОЧНОГО КОРРОЗИОННОСТОЙКОГО НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА С ТАНТАЛОМ

*Компьютерным моделированием термофизических процессов, основанных на расчетном методе CALPHAD, оценено влияние тантала в исследованном диапазоне легирования от 1,0 до 10,0% (по массе) на фазовый состав многокомпонентной никелевой системы Ni-16Cr-5Co-2,7Al-2,7Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C. Представлены результаты расчетов количества и химического состава отдельных фаз в опытных сплавах с танталом в исследованном диапазоне, в сравнении с исходным составом без тантала.*

**Ключевые слова:** литейные жаропрочные коррозионностойкие никелевые сплавы, система легирования, количество и состав фаз,  $\gamma$ - твердый раствор,  $\gamma'$ - фаза, карбиды, температуры выделения и растворения фаз.

### Введение

Анализ химических составов современных отечественных и зарубежных литейных жаропрочных никелевых сплавов показал, что данный класс материалов содержит тантал в довольно широком диапазоне (1–12%) по массе, что объясняется различным содержанием в них хрома, который ограничивает растворимость тантала в  $\gamma$ -твердом растворе никеля. Существенный прогресс в области повышения характеристик жаропрочности литейных никелевых сплавов, особенно с направленной и монокристаллической структурой достигнут за счет легирования танталом, который ранее в отечественных сплавах, не применялся из-за экономических соображений [1–5].

До настоящего времени информации по влиянию отдельных легирующих элементов на количество и химический состав фаз в многокомпонентных никелевых системах явно недостаточно. Вместе с тем, известно, что более половины алюминия может быть замещено титаном, и что небольшая часть хрома, кобальта, вольфрама и других элементов, содержащихся в сплаве, связана в  $\gamma'$ - фазе. При этом, более половины общего количества ниобия и тантала может входить в состав  $\gamma'$ - фазы (30–33%) и  $\gamma$ - твердого раствора, при этом (0,2–0,3%) содержится в карбонитридных фазах типа Nb(C, N), Ta(C, N), но количественной связи между химическим составом сплава и составом фаз не установлено [2–4].

В последнее время для изучения этих вопросов широко применяются различные прогнозирующие математические методы [6–11], а также компьютерное моделирование процессов кристаллизации (охлаждения) или нагрева многоком-

понентных систем, основанное на расчетном методе CALPHAD [12–13]. Компьютерное моделирование данных процессов позволяет проводить прогнозирующие теплофизические расчеты качественного и количественного состава фаз для конкретной многокомпонентной никелевой системы, а также оценить влияние нового вводимого легирующего элемента, например тантала, на количественный и качественный состав фаз.

Расчетный метод CALPHAD является эффективным инструментом для проведения достоверных термофизических расчетов и получения недостающей информации, основанной на надежных физических принципах, что обладает рядом значительных преимуществ по сравнению с известными методами математической статистики.

### Постановка задачи

Целью настоящей работы является сравнительная оценка влияния тантала в исследованном диапазоне легирования (1,0–10,0%) на качественный и количественный фазовый состав многокомпонентной системы Ni-16Cr-5Co-2,7Al-2,7Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C (сплав ЖСЗЛС, средний уровень легирования) с помощью расчетного метода CALPHAD. Расчеты, полученные методом компьютерного моделирования, позволят без проведения многочисленных прямых экспериментов рассчитать температуры выделения и растворения отдельных фаз, их тип, количество и химический состав, оценить влияние тантала в исследуемом диапазоне легирования на специфику распределения легирующих элементов в составе фаз, а также с высокой степенью достоверности прогнозировать наиболее

вероятный фазовый состав при окончательном формировании структуры в опытных сплавах после кристаллизации [14–17].

**Анализ результатов**

В таблицах 1 и 2 приведены данные, полученные методом CALPHAD, по оценке влияния тантала в исследованном диапазоне легирования (1,0–10,0%) на температуры выделения фаз, их тип и количество, которые с наибольшей вероятностью сформируют структуру после кристаллизации сплава системы Ni-16Cr-5Co-2,7Al-2,7Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C.

Результаты, приведенные в таблице 1 показывают, что с повышением содержания тантала в исследованном диапазоне в сплаве вышеприведенной многокомпонентной системы количество основной упрочняющей  $\gamma'$ - фазы увеличивается на ~ 15 %, по сравнению с исходным составом без тантала.

Установлено, что суммарное количество карбидной фазы практически не изменяется, однако увеличивается более, чем в 2 раза, объемная доля карбидов типа MC с 0,53% в составе без тантала до 1,23% в составе, содержащем тантал 10,0% (по массе). При этом объемная доля карбидов типа

**Таблица 1** – Влияние тантала на тип и количество выделившихся фаз в сплаве системы Ni-16Cr-5Co-2,7Al-2,7Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C, рассчитанные методом CALPHAD

Тип и объемная доля выделившихся фаз для температуры 20 °С, % (масс.)					
Ta, %	$\gamma$	$\gamma'$	MC	M <sub>23</sub> C <sub>6</sub>	M <sub>3</sub> B <sub>2</sub>
0,0	59,33	38,20	0,53	1,76	0,18
1,0	57,87	39,65	0,60	1,70	0,18
2,0	56,35	41,17	0,68	1,62	0,18
3,0	54,79	42,73	0,77	1,53	0,18
4,0	53,12	44,40	0,86	1,44	0,18
Тип и объемная доля выделившихся фаз для температуры 20 °С, % (масс.)					
Ta, %	$\gamma$	$\gamma'$	MC	M <sub>23</sub> C <sub>6</sub>	M <sub>3</sub> B <sub>2</sub>
5,0	51,30	46,22	0,94	1,36	0,18
6,0	49,42	48,10	1,01	1,29	0,18
7,0	47,52	50,00	1,07	1,23	0,18
8,0	45,61	51,91	1,13	1,17	0,18
9,0	43,69	53,83	1,18	1,12	0,18
10,0	44,54	52,98	1,23	1,07	0,18

**Таблица 2** – Влияние тантала на температуры выделения фаз в системе Ni-16Cr-5Co-2,7Al-2,7Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C, рассчитанные методом CALPHAD

Температуры растворения (выделения) фаз, °С					
Ta, %	$\gamma$	$\gamma'$	MC	M <sub>23</sub> C <sub>6</sub>	M <sub>3</sub> B <sub>2</sub>
0,0	1365,10	1293,76	1330,68	1042,87	1198,41
1,0	1360,00	1290,42	1327,99	1039,36	1199,78
2,0	1354,53	1286,35	1325,03	1034,07	1200,86
3,0	1348,95	1281,51	1321,92	1027,21	1201,75
4,0	1343,16	1275,90	1318,73	1019,29	1202,54
5,0	1337,16	1269,55	1315,53	1010,80	1203,25
6,0	1330,94	1262,48	1312,36	1001,95	1203,91
7,0	1324,49	1254,74	1309,24	991,51	1204,50
8,0	1317,81	1246,37	1306,19	979,06	1205,00
9,0	1310,89	1237,38	1303,22	963,67	1205,41
10,0	1303,72	1227,80	1300,34	950,00	1205,70

$M_{23}C_6$  уменьшается более, чем в 1,5 раза.

Расчеты показывают, что с увеличением содержания тантала в исследованной многокомпонентной никелевой системе, происходит изменение соотношения в механизме карбидного упрочнения в сторону образования большего количества карбидов типа MC. При этом происходит торможение процесса образования менее термодинамически стойких карбидов типа  $M_{23}C_6$  с выделением большего количества более благоприятных и термически стабильных карбидов типа MC (табл. 1).

Из рисунка 1 и таблицы 2 видно, что с повышением содержания тантала в исследованной многокомпонентной никелевой системе температура выделения карбидов типа MC несколько снижается, а боридов типа  $M_3B_2$  незначительно

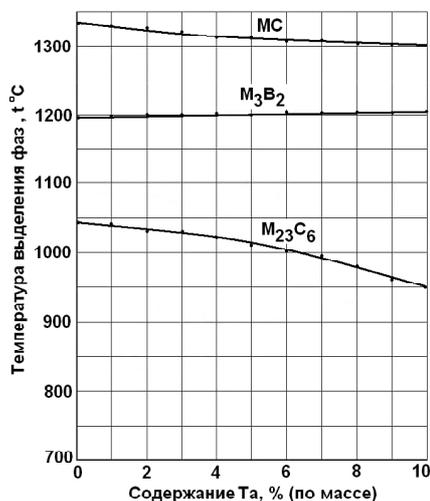


Рис. 1. Влияние тантала на температуры выделения карбидов и боридов в сплаве системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C

повышается, оставаясь при этом достаточно стабильными. В то же время наблюдается заметное снижение температуры выделения (растворения) карбидов типа  $M_{23}C_6$  во всем исследованном диапазоне легирования. При этом расчеты также показывают, что в фазовом составе опытных сплавов вероятно выделение незначительного количества боридов типа  $M_3B_2$  (~0,18 %), температура выделения (растворения) которых с увеличением содержания тантала до 10,0 % по массе повышается на ~7 °C, по сравнению с исходным составом без тантала.

В таблицах 3–6 и на рисунках 2–4 представлены результаты расчетов наиболее вероятного химического состава фаз после кристаллизации многокомпонентной системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C без тантала и с танталом в исследованном диапазоне легирования (1,0–10,0%) по массе.

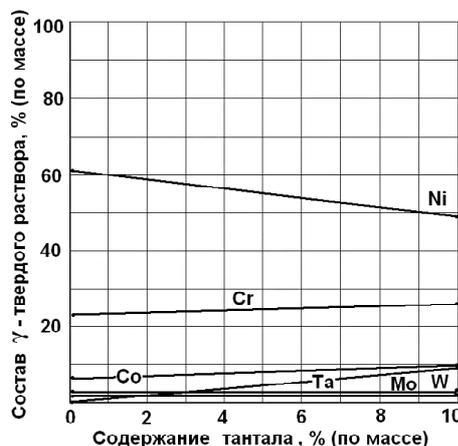


Рис. 2. Влияние тантала на распределение элементов в составе γ- твердого раствора сплава системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C

Таблица 3 – Расчетный химический состав γ- твердого раствора сплава системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C без тантала и с танталом

Ta, % (по массе)	Химический состав γ- твердого раствора при 20 °C, % (масс.)									
	Ni	Cr	Co	Al	Ti	Mo	W	Ta	C	B/Zr
0,0	62,08	23,13	7,43	0,51	-	3,89	2,96	-	-	-/-
1,0	60,90	23,95	7,74	-	-	3,68	2,81	0,92	-	-/-
2,0	59,20	24,83	8,07	-	-	3,46	2,65	1,79	-	-/-
3,0	57,40	25,77	8,42	-	-	3,25	2,49	2,67	-	-/-
4,0	55,70	26,39	8,82	-	-	3,12	2,39	3,58	-	-/-
5,0	54,42	26,41	9,13	-	-	3,06	2,47	4,51	-	-/-
6,0	53,32	26,37	9,31	-	-	2,96	2,61	5,43	-	-/-
7,0	52,21	26,31	9,48	-	-	2,86	2,76	6,38	-	-/-
8,0	51,10	26,23	9,65	-	-	2,76	2,92	7,34	-	-/-
9,0	50,03	26,11	9,81	-	-	2,66	3,09	8,30	-	-/-
10,0	48,88	26,06	9,98	-	-	2,57	3,24	9,27	-	-/-

Сравнительные результаты таблицы 3 и рисунка 2 показали, что с повышением содержания тантала в исследованном диапазоне (1,0–10,0%) в сплаве вышеприведенной многокомпонентной системы повышается его содержание в  $\gamma$ -твердом растворе и его химический состав изменяется. Результаты расчетов по распределению легирующих элементов в  $\gamma$ -твердом растворе на основе никеля показали, что в его составе присутствуют: хром (23–26%), кобальт (7–9%), которые по своему содержанию почти в 1,5–2 раза выше их среднего содержания в сплаве (Cr – 16,0%) и (Co – 5,0%) соответственно. Содержание молибдена и вольфрама в твердом растворе незначительно ниже, чем их содержание в составе среднего уровня легирования. С увеличением содержания тантала повышается его содержание в составе  $\gamma$ -твердого раствора во всем исследованном диапазоне легирования. Так, при содержании тантала 10% по массе его концентрация в  $\gamma$ -твердом растворе составляет 9,27%. При этом наблюдается повышение концентрации хрома на ~3% и кобальта на ~2% при снижении никеля на ~14% (см. табл. 3).

Анализ результатов таблицы 4 и рисунка 3 показал, что с повышением содержания тантала в исследованном диапазоне (1,0–10,0%) в сплаве системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C изменяется химический состав  $\gamma'$ -фазы.

Расчеты показывают, что тантал являясь  $\gamma'$ -образующим элементом, входит в состав  $\gamma'$ -фазы. При этом следует отметить, что, тантал влияет на общее количество выделяющейся  $\gamma'$ -фазы в опытных составах (см. табл. 1) и заметно изменяет ее химический состав (табл. 4), тем самым улучшая термическую стабильность за счет повышения температуры полного растворения в  $\gamma$ -твердом растворе (табл. 2).

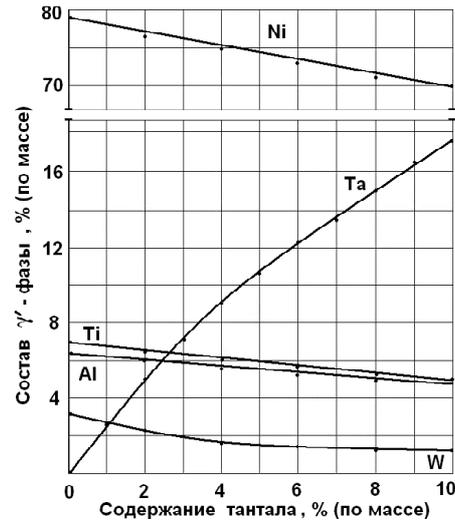


Рис. 3. Влияние содержания тантала на распределение элементов в составе  $\gamma'$ -фазы сплава системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C

Так, при содержании тантала 10,0% по массе, его количество в составе  $\gamma'$ -фазы составляет (16,72%). При этом снижается количество никеля на ~10%, а алюминия, титана и хрома по ~2%. Количество кобальта остается стабильным, в то время как постепенно снижаются концентрации молибдена и вольфрама.

Расчеты по распределению легирующих элементов в химическом составе  $\gamma'$ -фазы на основе интерметаллида  $Ni_3Al$  показали, что содержание алюминия ~6,3% и титана ~6,9%, основных  $\gamma'$ -образующих элементов, приблизительно в 2 раза выше, чем их содержание в составе сплава среднего уровня легирования (Al ~2,7%) и (Ti ~2,7%) соответственно. Наряду с кобальтом,

Таблица 4 – Расчетный химический состав  $\gamma'$ -фазы

Ta, % (по массе)	Химический состав $\gamma'$ - фазы при 20 °С, % (масс.)									
	Ni	Cr	Co	Al	Ti	Mo	W	Ta	C	B/Zr
0,0	78,29	2,67	1,90	6,32	6,97	0,60	3,25	-	-	-/-
1,0	77,22	2,31	1,79	6,19	6,72	0,49	2,80	2,48	-	-/-
2,0	76,22	2,01	1,71	6,04	6,48	0,39	2,39	4,76	-	-/-
3,0	75,25	1,76	1,64	5,90	6,25	0,31	2,02	6,87	-	-/-
4,0	74,29	1,55	1,59	5,74	6,02	0,26	1,73	8,82	-	-/-
5,0	73,36	1,37	1,55	5,57	5,79	0,22	1,55	10,59	-	-/-
6,0	72,49	1,22	1,50	5,40	5,56	0,19	1,43	12,21	-	-/-
7,0	71,66	1,10	1,46	5,24	5,35	0,16	1,32	13,71	-	-/-
8,0	70,88	1,00	1,43	5,08	5,16	0,14	1,23	15,08	-	-/-
9,0	70,13	0,91	1,40	4,92	5,08	0,12	1,14	16,30	-	-/-
10,0	69,93	0,89	1,37	4,86	5,00	0,11	1,12	16,72	-	-/-

в состав  $\gamma'$ -фазы входит вольфрам, содержание которого несколько ниже, чем в исходном составе без тантала. Установлено, что при содержании тантала 3,0% по массе концентрация его в составе  $\gamma'$ -фазы заметно повышается и составляет 6,87%. При дальнейшем увеличении содержания тантала в диапазоне (3,0–10,0%) его концентрация в составе  $\gamma'$ -фазы повышается более, чем в 2 раза (табл. 4, рис. 3).

Анализ результатов расчетов, приведенных в таблице 5 и на рисунке 4 показал, что с повышением содержания тантала в исследованном диапазоне (1,0–10,0%) в сплаве системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C химический состав карбидов типа MC существенно изменяется.

Расчеты показали, что тантал является мощным карбидообразующим элементом, так как составляет основу карбидов типа MC. При этом следует отметить, что положительно влияя на объемную долю карбидов данного типа (см. табл. 1), тантал существенно изменяет их химический состав (табл. 5) и улучшает морфологию, что позитивно повлияет на прочностные характеристики. Так, расчеты состава карбидов типа MC показали, что в их состав входят титан и вольфрам, концентрация которых заметно снижается при содержании тантала 1,0% по массе. Дальнейшее увеличение содержания тантала в исследованном диапазоне легирования (1,0–10,0%) приводит к существенному снижению концентраций титана, а также углерода в составе карбидов типа MC. При содержании в опытном составе тантала 10,0% он является основой карбидов типа MC, при этом концентрация вольфрама снижается почти в 50 раз.

Следует отметить, что с повышением содержания тантала в исследованном диапазоне легирования (1,0–10,0%), его концентрация в составе карбидов типа MC на порядок выше, чем его содержание в опытных составах, что подтверждает его мощную карбидообразующую способность к формированию карбидов типа MC.

Анализ результатов расчетов, представленных в таблице 6 показал, что с повышением содержания тантала в исследованном диапазоне (1,0–10,0%) в сплаве системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C химический состав карбидов типа  $M_{23}C_6$  не изменяется и остается стабильным. Тантал не входит в состав карбидов данного типа.

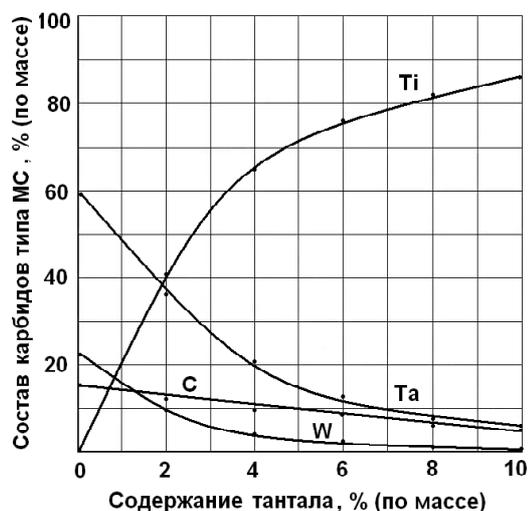


Рис. 4. Влияние тантала на распределение элементов в составе карбидов типа MC в сплаве системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C

Таблица 5 — Расчетный химический состав карбидов типа MC

Ta, % (по массе)	Химический состав карбидов типа MC при 20 °С, % (масс.)									
	Ni	Cr	Co	Al	Ti	Mo	W	Ta	Zr	C
0,0	—	0,87	—	—	59,24	0,88	22,46	—	0,79	15,76
1,0	—	0,70	—	—	47,39	0,79	15,17	21,44	0,67	13,84
2,0	—	0,52	—	—	36,43	0,67	9,22	40,38	0,71	12,07
3,0	—	0,36	—	—	27,49	0,53	5,25	55,00	0,74	10,63
4,0	—	0,25	—	—	20,97	0,42	3,03	65,00	0,75	9,58
5,0	—	0,17	—	—	16,39	0,32	2,47	71,06	0,76	8,83
6,0	—	0,12	—	—	13,12	0,25	1,66	75,81	0,75	8,29
7,0	—	—	—	—	10,52	0,19	1,15	79,54	0,74	7,86
8,0	—	—	—	—	8,40	0,14	0,73	82,47	0,75	7,51
9,0	—	—	—	—	6,73	0,11	0,52	84,63	0,75	7,26
10,0	—	—	—	—	5,83	—	0,46	85,80	0,77	7,14

**Таблица 6** – Расчетный химический состав карбидов типа  $M_{23}C_6$

Ta, % (по массе)	Химический состав карбидов типа $M_{23}C_6$ при 20 <sup>0</sup> C, % (масс.)									
	Ni	Cr	Co	Al	Ti	Mo	W	Ta	C	B/Zr
0,0	4,44	69,31	1,02	–	–	19,93	0,18	–	5,12	–/–
1,0	4,09	69,73	0,98	–	–	19,87	0,21	–	5,12	–/–
2,0	3,77	70,15	0,95	–	–	19,79	0,21	–	5,13	–/–
3,0	3,45	70,57	0,91	–	–	19,69	0,25	–	5,13	–/–
4,0	3,26	70,81	0,90	–	–	19,63	0,27	–	5,13	–/–
5,0	3,25	70,80	0,94	–	–	19,60	0,28	–	5,13	–/–
6,0	3,22	70,81	0,96	–	–	19,57	0,31	–	5,13	–/–
7,0	3,21	70,82	0,98	–	–	19,52	0,34	–	5,13	–/–
8,0	3,19	70,83	1,00	–	–	19,48	0,37	–	5,13	–/–
9,0	3,17	70,85	1,02	–	–	19,43	0,40	–	5,13	–/–
10,0	3,15	70,86	1,04	–	–	19,38	0,44	–	5,13	–/–

При этом следует отметить, что снижая объемную долю карбидов типа  $M_{23}C_6$  и температуру их выделения (см. табл. 1, рис. 1), тантал не влияет на их химический состав (табл. 6). Так, при легировании танталом в исследованном диапазоне (1,0–10,0%) химический состав карбидов типа  $M_{23}C_6$  остается стабильным, при этом его основу составляют хром (~ 70%) и молибден (~ 20%), что говорит о сильной карбидообразующей способности хрома к формированию карбидов данного типа. При этом количество никеля, кобальта, вольфрама и углерода практически не изменяется.

Как отмечалось выше, в фазовом составе исследованных опытных сплавов возможно выделение небольшого количества (0,18%) боридов типа  $M_3B_2$  расчетного состава, которые содержат хром в пределах (19,95–20,15%), молибден (71,60–71,34%) и бор (8,16–8,17%).

Результаты приведенных расчетов хорошо согласуются с расчетными [6–10] и экспериментальными данными [1–4, 18, 19], полученными на известных промышленных жаропрочных никелевых сплавах.

### Выводы

1. С повышением содержания тантала в исследованном диапазоне (1,0–10,0%) в сплаве системы Ni-16Cr-5Co-3Al-3Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C количество  $\gamma'$ - фазы увеличивается на 15% по массе, при этом, также увеличивается содержание тантала и в химическом составе  $\gamma'$ - фазы. За счет этого повышается температура ее полного растворения в  $\gamma$ - твердом растворе более, чем на 30 °C, а следовательно, повышается ее термическая стабильность.

2. Суммарное количество карбидной фазы в исследованной многокомпонентной никелевой системе практически не изменяется при легиро-

вании танталом в исследованном диапазоне, однако увеличивается объемная доля термически более стойких карбидов типа MC и уменьшается количество менее стойких карбидов типа  $M_{23}C_6$ .

3. С повышением содержания тантала в исследованном диапазоне легирования (1,0–10,0%), его концентрация в составе карбидов типа MC заметно повышается, при этом одновременно снижаются концентрации титана и вольфрама, что подтверждает мощную карбидообразующую способность тантала к образованию карбидов типа MC на своей основе.

4. При легировании танталом в исследованном диапазоне (1,0–10,0%) химический состав карбидов типа  $M_{23}C_6$  практически не изменяется. Тантал не входит в их состав, а основу карбидов данного типа составляет хром (~ 70%). При этом, в состав карбидов данного типа может входить до ~ 20% молибдена, а также незначительное количество никеля до 4,5%.

### Список литературы

1. Каблов Е. Н. Литейные жаропрочные сплавы. Эффект С. Т. Кишкина : науч.-техн. сб. : к 100-летию со дня рождения С. Т. Кишкина / Под общ. ред. Е. Н. Каблова. – М. : Наука, 2006. – 272 с.
2. Каблов Е. Н. Литые лопатки газотурбинных двигателей (сплавы, технология, покрытия)/ Е. Н. Каблов. – Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов, Государственный научный центр Российской Федерации. – М. : МИСИС, 2001. – 632 с.
3. Жаропрочность литейных никелевых сплавов и защита их от окисления/ [Б. Е. Патон, Г. Б. Строганов, С. Т. Кишкин и др.]. – К. : Наук. думка, 1987. – 256 с.

4. Кишкин С. Т. Литейные жаропрочные сплавы на никелевой основе / Кишкин С. Т., Строганов Г. Б., Логунов А. В. – М.: Машиностроение, 1987. – 116 с.
5. Симс Ч.Т. Суперсплавы II. Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок/ Ч. Т. Симс, Н. С. Столофф, У. К. Хагель; пер. сангл. подред. Р. Е. Шалина. – М.: Металлургия, 1995. – Кн. 1, 2. – 384 с.
6. Ганеев А. А. Разработка методики автоматизированного проектирования литейных никелевых стоматологических сплавов / А. А. Ганеев, Е. Ф. Шайхутдинова // Вестник УГАТУ. – 2011. – Т. 15. – № 5(45). – С. 47–53.
7. Ганеев А. А. Технология синтеза литейных жаропрочных никелевых сплавов, основанная на концепциях активного и пассивного экспериментов / А. А. Ганеев, П. Н. Никифоров // Ползуновский альманах. – 2004. – № 4. – С. 142–145.
8. Жуков А. А. Оценка температуры полного растворения  $\gamma'$ - фазы жаропрочных никелевых сплавов на основе анализа двойных диаграмм состояния/ А. А. Жуков, О. А. Смирнова // Заготовительные производства в машиностроении. – 2004. – № 11. – С. 44–47.
9. Аналитический метод оптимизации легирования жаропрочных никелевых сплавов / [А.И. Самойлов, Г.И. Морозова, А.И. Кривко и др.] // Материаловедение. – 2000. – № 2. – С. 14–17.
10. Шайхутдинова Е.Ф. Синтез сплавов с применением интеллектуальных математических методов / Е. Ф. Шайхутдинова, А. А. Ганеев, А. И. Мезенцева // Ползуновский альманах. – 2011. – № 4. – С. 5–9.
11. Шкляев С. Э. Современные возможности компьютерного моделирования металлургических процессов / [С. Э. Шкляев, Л. Н. Маркова, Л. Т. Афанасьева и др.] // Электрометаллургия. – 2012. – № 12. – С. 39–43.
12. Saunders N. The Application of CALPHAD Calculations to Ni-Based Superalloys / N. Saunders, M. Fahrman, C. J. Small // In «Superalloys 2000» eds. K.A. Green, T.M. Pollock and R.D. Kissinger. – TMS. – Warrendale. – 2000. – 803 p.
13. Горбачев И. И. Термодинамическое моделирование системы Fe-V-Nb-C-N на основе CALPHAD-метода / И. И. Горбачев, В. В. Попов // Физика металлов и металловедение. – 2011. – Т. 111. – № 5. – С. 518–525.
14. Попов В. В. Анализ растворимости карбидов, нитридов и карбонитридов в сталях методами компьютерной термодинамики. I. Описание термодинамических свойств. Метод расчета / В. В. Попов, И. И. Горбачев // Физика металлов и металловедение. – 2004. – Т. 98. – № 4. – С. 11–21.
15. Попов В. В. Анализ растворимости карбидов, нитридов и карбонитридов в сталях методами компьютерной термодинамики. Растворимость карбидов, нитридов и карбонитридов в системах Fe-V-C, Fe-V-N и Fe-V-C-N / В. В. Попов, И. И. Горбачев // Физика металлов и металловедение. – 2005. – Т. 99. – № 3. – С. 69–82.
16. Горбачев И.И. Анализ растворимости карбидов, нитридов и карбонитридов в сталях методами компьютерной термодинамики. III. Растворимость карбидов, нитридов и карбонитридов в системах Fe-Ti-C, Fe-Ti-N и Fe-Ti-C-N [Текст] / И. И. Горбачев, В. В. Попов // Физика металлов и металловедение. – 2009. – Т. 108. – № 5. – С. 1–12.
17. Горбачев И. И. Термодинамическое моделирование карбонитридообразования в сталях C-V-N-Ti / И. И. Горбачев, В. В. Попов, А. Ю. Пасынков // Физика металлов и металловедение. – 2012. – Т. 113. – № 10. – С. 1226–1035.
18. Вертоградский В. А. Исследование фазовых превращений в сплавах типа ЖС методом ДТА [Текст] / В. А. Вертоградский, Т. П. Рыкова // Жаропрочные и жаростойкие стали и сплавы на никелевой основе. – М.: Наука, 1984. – С. 223–227.
19. Пигрова Г. Д. Карбидные фазы в многокомпонентном суперсплаве на основе Ni-Co-W-Cr-Ta-Re / Г. Д. Пигрова, А. И. Рыбников // Физика металлов и металловедение. – 2013. – Т. 114. – № 7. – С. 647–650.

Поступила в редакцию 06.11.2014

**Гайдук С.В., Кононов В.В. Застосування CALPHAD-методу до розрахунку фазового складу ливарного зварюваного жароміцного корозійностійкого нікелевого сплаву з танталом**

*Комп'ютерним моделюванням термодинамічних процесів, заснованих на розрахунковому методі CALPHAD, оцінений вплив танталу в дослідженому діапазоні легування від 1,0 до 10,0% (за масою) на фазовий склад багатоконпонентної нікелевої системи Ni-16Cr-5Co-2,7Al-2,7Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C. Представлені результати розрахунків кількості і хімічного складу окремих фаз в дослідних сплавах з танталом в дослідженому діапазоні, порівняно з вихідним складом без танталу.*

**Ключові слова:** ливарні жароміцні корозійностійкі нікелеві сплави, система легування, кількість і склад фаз,  $\gamma$ - твердий розчин,  $\gamma'$ - фаза, карбіди, температури виділення і розчинення фаз.

**Gayduk S., Kononov V. Application of CALPHAD-method for phase composition calculation of cast weldable high-temperature corrosion-resistant nickel-base alloy containing tantalum**

*By computer modeling of thermal physical processes based on calculating method CALPHAD there has been estimated tantalum influence within investigated alloying range from 1 to 10 %, by mass, on phase composition of multi-component system Ni-16Cr-5Co-2,7Al-2,7Ti-4W-4Mo-0,015Zr-0,015B-0,09C. The calculated results of quantity and chemical composition of separate phases in the experimental alloys containing tantalum within the investigated range have been represented in comparison with the initial composition, free of tantalum.*

**Key words:** *high-temperature corrosion-resistant nickel-base cast alloy, quantity and composition of phases,  $\gamma$ - solid solution,  $\gamma'$ - phase, carbides, temperatures of phases precipitation and solution.*

УДК 621.74.045:669.24:21.981

Канд. техн. наук П. Д. Жеманюк<sup>1</sup>, В. В. Клочихин<sup>1</sup>, Н. А. Лысенко<sup>1</sup>,  
д-р техн. наук В. В. Наумик<sup>2</sup>

<sup>1</sup> АО «Мотор Сич», <sup>2</sup> Запорожский национальный технический университет; г. Запорожье

## СТРУКТУРА И СВОЙСТВА ЛИТЫХ ЛОПАТОК АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ИЗ ЖАРОПРОЧНОГО НИКЕЛЕВОГО СПЛАВА ЖС26-ВИ ПОСЛЕ ГОРЯЧЕГО ИЗОСТАТИЧЕСКОГО ПРЕССОВАНИЯ

*В результате горячего изостатического прессования (ГИП) литых лопаток авиационных двигателей из жаропрочного никелевого сплава ЖС26-ВИ происходит «залечивание» микропор и рыхлот, не выходящих на поверхность деталей, что способствует стабилизации структуры и свойств материала. Обработка ГИП и последующая гомогенизация обеспечивают получение наиболее благоприятной структуры, сочетание прочностных, пластических характеристик и длительной прочности.*

**Ключевые слова:** лопатка, горячее изостатическое прессование, микропоры, усадочные рыхлоты, «рафт»-структура, термообработка, структурная однородность, пластичность, прочность, жаропрочность.

Литые лопатки являются наиболее ответственными деталями газотурбинных двигателей (ГТД) и служат для превращения кинематической энергии горячих газов в тяговую мощность рабочего вала и силовых устройств [1]. Лопатки ГТД работают в жестких условиях одновременного воздействия центробежной силы собственной массы и поперечных аэродинамических сил, создаваемых потоком газа в турбине, в агрессивной среде при высоких температурах, достигающих  $0,80,9 T_{nl}$  [1].

Для современных ГТД лучшим материалом, как для неохлаждаемых, так и охлаждаемых воздухом лопаток являются высокопрочные литейные никелевые сплавы, в состав которых кроме основы никеля могут входить хром (5,515%), кобальт (4,615%), титан (0,94,2%), вольфрам (2,018,6%), тантал (2,812,1%) [2]. Одним из широко распространенных таких сплавов является ЖС26-ВИ.

Одним из распространенных дефектов литых лопаток, характеризующихся очень сложной геометрией, является наличие внутренних дефектов усадочного характера [3]. Для устранения последних может применяться горячее изостатическое прессование (ГИП) [4–8], сущность которого состоит в одновременном воздействии на отливки высоких температур и всестороннего сжатия в среде специальных жидкостей или газов.

Провели исследования качества материала рабочих лопаток из жаропрочного никелевого сплава ЖС26-ВИ, изготовленных методом высокоскоростной направленной кристаллизации (ВНК) по следующим вариантам:

1 – после горячего изостатического прессования (ГИП), при этом:

1-а – ГИП лопаток осуществляли после выщелачивания керамического стержня из внутренней полости охлаждаемого канала;

1-б – ГИП лопаток проводили вместе с керамическим стержнем (до выщелачивания) с последующим выщелачиванием после газостатирования;

2 – после горячего изостатического прессования (ГИП) и термической обработки по стандартному режиму (гомогенизация при температуре  $1210 \pm 10$  °С в течение 4 часов в вакууме), при этом:

2-а – ГИП лопаток осуществляли после выщелачивания керамического стержня из внутренней полости охлаждаемого канала;

2-б – ГИП лопаток проводили вместе с керамическим стержнем (до выщелачивания) с последующим выщелачиванием после газостатирования.

Исследования проводили в сравнении с аналогичными лопатками без проведения операции ГИП (вариант 0).

Процесс горячего изостатического прессования проводили по следующему режиму. При начальном давлении в СВД 51 МПа лопатки нагревали от комнатной температуры до  $1040 \pm 10$  °С со скоростью 9 °С/мин и выдерживали 1 час. Далее давление поднимали до 120 МПа, нагревали лопатки до температуры  $1250 \pm 10$  °С со скоростью 5 °С/мин и выдерживали их в течении 1,5 часов. После давление в СВД поднимали до 170 МПа и охлаждали отливки до температуры 800 °С со скоростью 30 °С/мин.

Визуальный осмотр показал, что поверхность лопаток после проведения операции ГИП (вариант 1-а) имеет темно-серый цвет. Поверхность остальных лопаток – светло-серого матового цвета.

Анализ химического состава материала исследованных лопаток показал, что содержание элементов в них находится на одном уровне и отвечает требованиям ТУ1-92-177-91 (табл. 1).

При осмотре внешнего состояния внутренней полости после вскрытия охлаждаемых каналов на внутренней поверхности лопаток прошедших операцию ГИП после выщелачивания керамического стержня с открытым охлаждаемым каналом (вариант 1-а) обнаружено окисление до серого цвета. После ГИП лопаток вместе с керамическим стержнем по варианту 1-б и последующего выщелачивания в автоклаве согласно технологическому процессу поверхность охлаждаемого канала имеет серый матовый цвет, окисление не обнаружено.

Внутренняя поверхность охлаждаемых каналов рабочих лопаток, прошедших термообработку по стандартному режиму при температуре 1265 °С в вакууме (варианты 2-а и 2-б), также светлая, блестящая, без следов окисления.

При металлографическом исследовании на наружной поверхности лопаток после горячего изостатического прессования по варианту 1-а обнаружены неметаллические включения темно-серого цвета, характерные для окислов, проникающие на глубину до 7 мкм. На внутренней поверхности (охлаждаемых) каналов также выявлены окислы глубиной, не превышающей 2 мкм.

Отсутствие окисленного слоя на наружной поверхности лопаток после ГИП по варианту 1-б обусловлено тем, что после газостатирования в процессе выщелачивания керамических стержней в автоклаве в растворе щелочей окисленный слой с наружной поверхности был удален. Кроме того, при подготовке лопаток к термообработке, осуществлялась обдувка наружной поверхности микропорошком, а в процессе высокотемпературной обработки в вакууме после проведения опе-

рации ГИП – наблюдалась вакуумная очистка как наружной, так и внутренней поверхностей лопаток.

При этом, на внутренней поверхности (охлаждаемых) каналов рабочих лопаток без газостатирования (вариант 0), наличие окислов, а также измененного слоя от взаимодействия стержня с материалом лопатки не обнаружено (рис. 1).

На внутренней поверхности (охлаждаемых) каналов рабочих лопаток, прошедших ГИП после выщелачивания стержня (варианты 1-а и 2-а), имеются микропоры (рис. 2). Тогда как, при газостатировании лопаток со стержнем (варианты 1-б и 2-б) происходит «залечивание» пор, находящихся на поверхности охлаждаемого канала (рис. 2).

Таким образом, «залечивание» микропор, располагающихся на открытых поверхностях деталей (как наружных, так и внутренних), не происходит. Это согласуется с механизмом баротермического воздействия, при котором устранение, а также уменьшение микропористости происходит только во внутренних объемах металла.

Люминесцентный контроль методом ЛЮМ1-ОВ в осевом сечении хвостовика и поперечном сечении пера исследованных лопаток показал, что на лопатках до проведения ГИП выявлено точечное свечение в виде множественных мелких ярко светящихся точек (рис. 3). В аналогичных сечениях лопаток после проведения операции ГИП свечения люминофора практически отсутствуют (рис. 3).



Рис. 1. Микроструктура внутренней поверхности (охлаждаемых) каналов рабочих лопаток до проведения операции ГИП (вариант 0), × 250

Таблица 1 – Химический состав рабочих лопаток из сплава ЖС26-ВИ (ВНК)

Вариант	Содержание элементов, %										
	C	Cr	Co	W	Al	Ti	Mo	Fe	Nb	Si	V
0	0,15	4,60	9,05	11,77	6,00	0,89	0,98	<0,5	1,53	<0,2	0,98
1-а	0,14	4,80	9,03	11,73	5,93	0,93	0,98	<0,5	1,50	<0,2	0,95
1-б	0,14	4,70	9,01	11,68	5,95	0,95	0,96	<0,5	1,57	<0,2	0,93
2-а	0,14	4,70	9,09	11,67	6,09	0,92	0,95	<0,5	1,56	<0,2	1,00
2-б	0,14	4,90	9,09	11,78	5,83	0,97	0,90	<0,5	1,51	<0,2	0,92
ТУ1-92-177-91	0,12-0,18	4,3-5,6	8,0-10,0	10,9-12,5	5,5-6,2	0,8-1,2	0,8-1,4	≤1,0	1,4-1,8	≤0,3	0,8-1,2

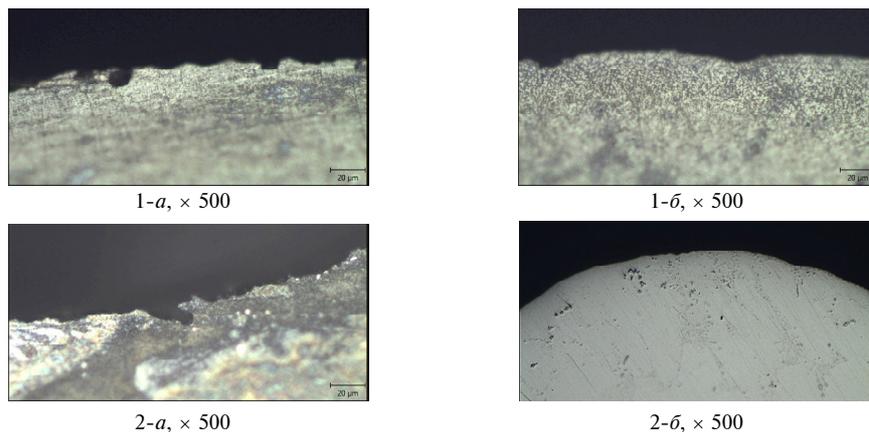


Рис. 2. Состояние внутренней поверхности (охлаждаемых) каналов рабочих лопаток опытных вариантов после ГИП

При осмотре нетравленных микрошлифов, изготовленных в осевом сечении хвостовика и поперечном сечении пера лопаток без ГИП (вариант 0) по месту точечного свечения люминофора обнаружены микропоры размером до 40 мкм (рис. 4-а).

Карбиды  $MeC$  выделяются как в виде дискретных глобулярных частиц, так и пластин типа «китайских иероглифов», располагающихся преимущественно в междендритных пространствах и по границам зерен.

Проведение операции горячего изостатического прессования (варианты 1 и 2) способствует «залечиванию» пор. В структуре поступивших на исследование лопаток после ГИП микропоры практически отсутствуют (рис. 4-б; табл. 2). Размер выявленных после ГИП микропор не превышает 6 мкм, что примерно в 7 раз меньше по сравнению с порами, обнаруженными в лопатках до проведения операции ГИП (рис. 4-в; табл. 2).

Металлографическим исследованием установлено, что макроструктура исследованных рабочих лопаток – монокристаллическая.

Основными составляющими микроструктуры материала опытных лопаток являются  $\gamma$ -твердый раствор с наличием интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы, эвтектической фазы ( $\gamma-\gamma'$ ), карбидов и карбонитридов, что соответствует литому состоянию сплава ЖС26-ВИ (ВНК) (рис. 5).

Исследование показало, что в процессе горячего изостатического прессования при температуре 1250 °С и давлении 170 МПа (вариант 1) произошло значительное растворение и перекристаллизация эвтектической фазы ( $\gamma-\gamma'$ ). В междендритных пространствах наблюдается выделение скоагулированных частиц  $\gamma'$ -фазы.

Микроструктура материала рабочих лопаток после ГИП удовлетворительная и соответствует шкале микроструктур, утвержденной ВИАМ, перегрева нет (рис. 6).

В микроструктуре лопаток после ГИП наблюдается уменьшение размеров структурных состав-

ляющих (пластины эвтектических карбидов утончаются), по сравнению с лопатками до газостатирования (см. табл. 2).

Размер структурных составляющих, а также расстояние между осями дендритов первого и второго порядка в пера лопаток в ~ 2 раза меньше, чем в хвостовой части (см. табл. 2).

При микроструктурном исследовании на травленных микрошлифах, вырезанных из рабочих лопаток, прошедших операцию ГИП (вариант 1), в местах полного либо частичного «залечивания» микропор выявлены зоны кратерообразной формы в виде концентрически расположенных вытянутых частиц упрочняющей интерметаллидной  $\gamma'$ - фазы, характерные для «рафт»-структуры (рис. 7-а, б).

Аналогичные области, характеризующиеся образованием «рафт»-структуры, также обнаружены вокруг некоторых карбидов типа  $MC$  (рис. 7-в). Установлено, что по мере приближения к центру указанных областей, соответственно направлению результирующих напряжений, наблюдается увеличение плотности и искажения интерметаллидных частиц, размер которых находится на уровне ~ 0,3 мкм. Следовательно, в результате пластической деформации, инициируемой процессом горячего изостатического прессования, концентрация искажений структурных компонентов в локальном объеме материала, в прилежащих к микропорам, карбидам и т. д. зонах, существенно возрастает. В зонах «залечивания» микропор наряду с мелкими интерметаллидными частицами также наблюдается скопление скоагулированных вытянутых частиц  $\gamma'$ - фазы размером ~ 2 мкм.

Таким образом, материал рабочих лопаток турбины, подвергнутых горячему изостатическому прессованию, характеризуется структурной неоднородностью вследствие образования «рафт»-структуры в виде зональных участков, сосредоточенных в местах «залечивания» пор, а также вокруг некоторых карбидов.

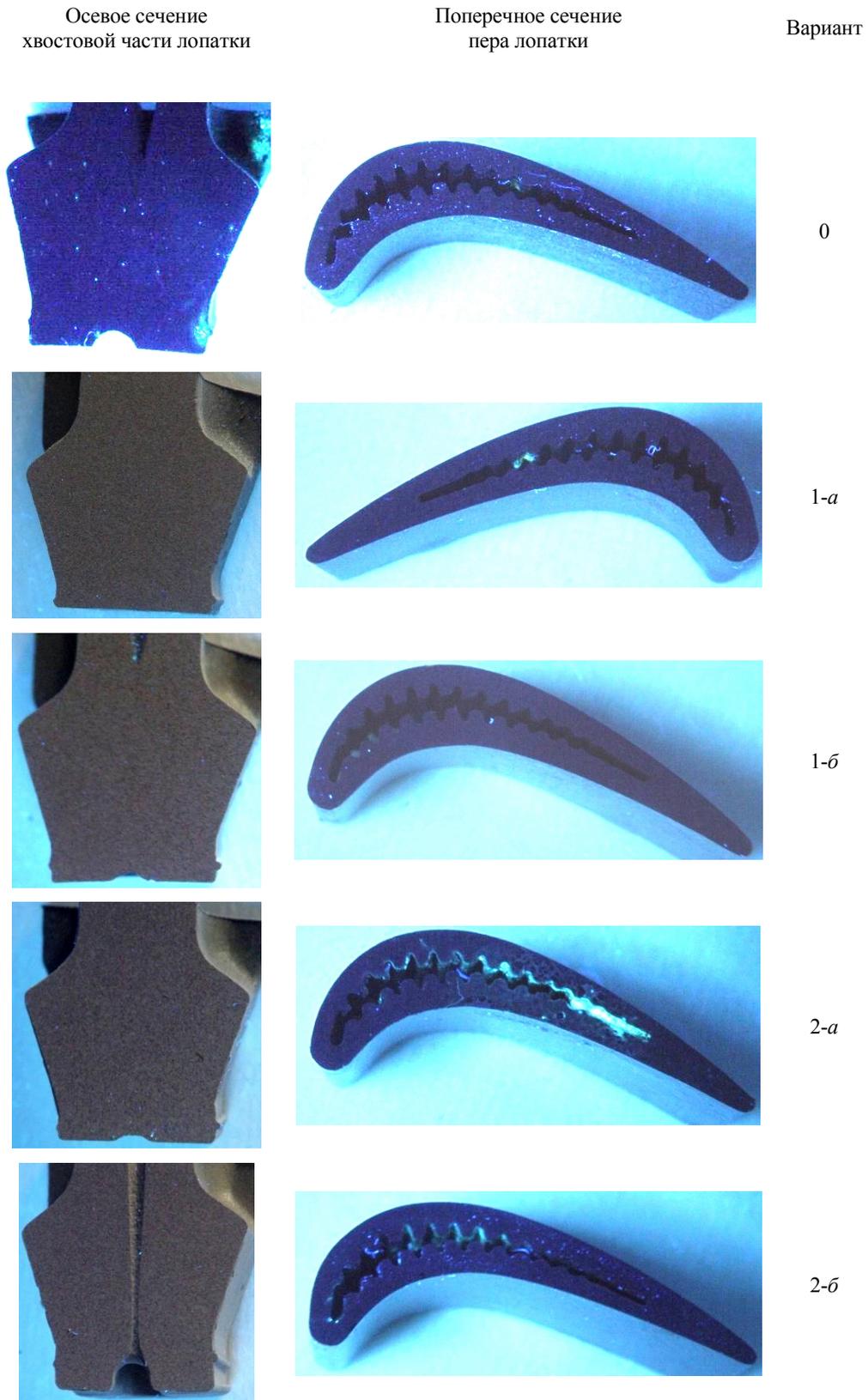
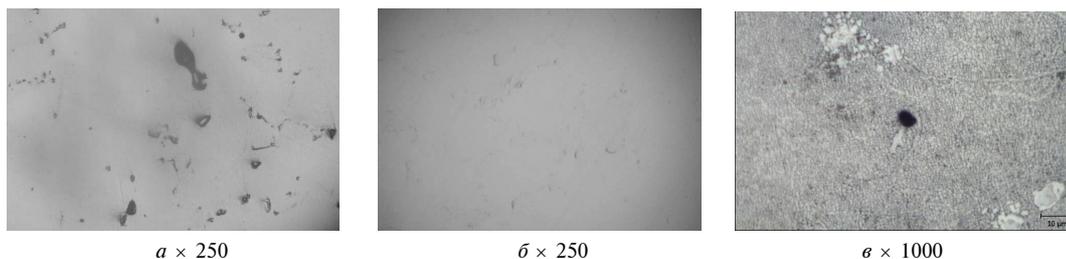


Рис. 3. Внешний вид рабочих лопаток опытных вариантов в осевом сечении хвостовой части и в поперечном сечении пера под источником УФС



**Рис. 4.** Микропористость в материале опытных рабочих лопаток из сплава ЖС26-ВИ:  
 а – в исходном состоянии до ГИП (вариант 0); б, в – после проведения ГИП (вариант 1)

**Таблица 2** – Параметры структурных составляющих сплава ЖС26-ВИ (ВНК)

Состояние материала и место сечения		Размеры структурных составляющих, мкм			
		карбиды		эвтектика типа $(\gamma-\gamma')$	микропоры
		глобулярные типа МС	эвтектические типа $M_6C$		
исходное (без ГИП) до термообработки	перо	2...8	до 20	5...18 (единичные до 65)	до 40
	хвостовик	3...12	до 35	8...70 (единичные до 110)	до 28
после ГИП без термообработки	перо	1,5...6	до 20 (утонение пластин)	3...15	до 2
	хвостовик	3...12	до 30 (утонение пластин)	8...60 (единичные до 85)	до 6
после ГИП и стандартной термообработки	перо	1,5...6	до 20 (утонение пластин)	редко до 14	до 2
	хвостовик	3...12	до 30 (утонение пластин)	редко до 55	до 6



× 200



× 500

**Рис. 5.** Микроструктура рабочей лопатки из сплава ЖС26-ВИ в исходном состоянии до ГИП (вариант 0)



× 200



× 500

**Рис. 6.** Микроструктура рабочей лопатки из сплава ЖС26-ВИ после проведения операции ГИП (вариант 1)

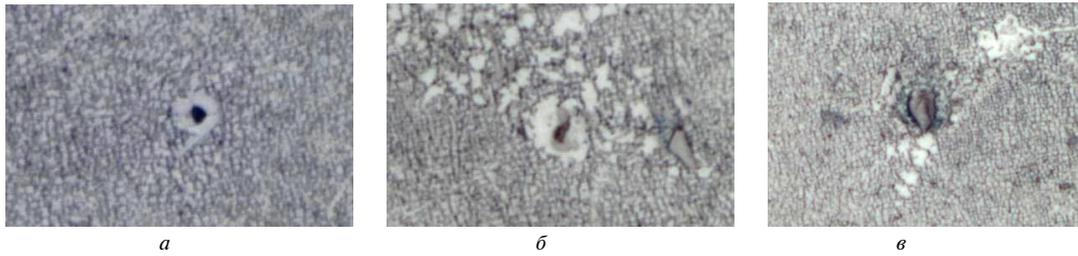


Рис. 7. «Рафт»-структура в материале рабочих лопаток из сплава ЖС26-ВИ после операции ГИП в зонах «залечивания» микропор (а, б), а также вокруг карбидов типа МС (в), × 2000

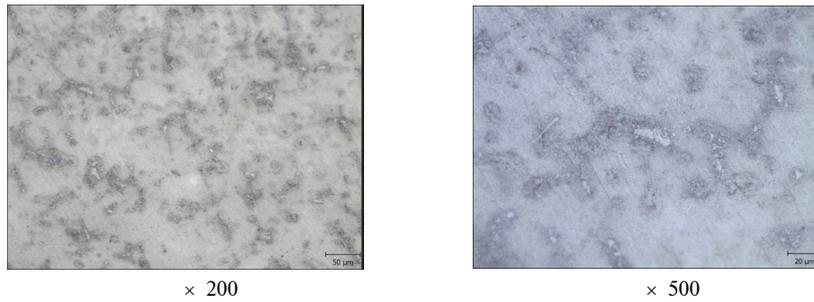


Рис. 8. Микроструктура рабочей лопатки из сплава ЖС26-ВИ после проведения операции ГИП и стандартной термической обработки (вариант 2)

В исходной микроструктуре литых лопаток (до ГИП) образование «рафт»-структуры вблизи пор, карбидов и т.д. не наблюдается.

Термообработка в вакууме по стандартному режиму (при 1265 °С в течение 1 ч 15 мин) после ГИП (вариант 2) способствует практически полной перекристаллизации упрочняющей интерметаллидной  $\gamma'$ - фазы, заключающейся в растворении в  $\gamma$ - матрице фазы  $\gamma'$  и повторном ее выделении в виде дисперсных частиц кубической морфологии с наличием небольшого количества скоагулированной интерметаллидной  $\gamma'$ -фазы, выделившейся в междендритных пространствах (рис. 8).

В результате указанных структурных изменений происходит устранение зональных участков «рафт»-структуры, образовавшейся в процессе ГИП в местах «залечивания» пор и вокруг карбидов, что приводит к повышению структурной однородности материала опытных лопаток. При этом также наблюдается частичное растворение эвтектики ( $\gamma$ - $\gamma'$ ) и утонение пластин эвтектических карбидов.

Механические и жаропрочные свойства определяли на образцах диаметром 15 мм и длиной 135 мм, отлитых методом направленной кристаллизации без термообработки, а также после термической обработки по стандартному режиму (гомогенизация в вакууме при температуре  $1265 \pm 15$  °С в течение 1 ч 15 мин).

По стартовым конусам образцов с монокристаллической структурой, отлитых из сплава ЖС26-ВИ методом высокоскоростной направленной кристаллизации, определили их кристаллографическую ориентацию (КГО).

Максимальные значения отклонения направления [001] от оси Z не превышали 6,2 угл. град, при норме согласно ТУ — не более 20 угл. град. На остальных образцах выявлена направленная структура, состоящая более чем из двух зерен.

Результаты механических испытаний и испытаний на длительную прочность (табл. 3) показали, что свойства исследуемых образцов всех опытных вариантов, удовлетворительные и отвечают требованиям соответствующей нормативно-технической документации.

Термическая обработка по стандартному режиму после ГИП (вариант 2) способствует повышению пластичности сплава, при сохранении прочностных и жаропрочных свойств, что обусловлено повышением структурной однородности сплава и релаксацией напряжений, наведенных в процессе горячего изостатического прессования.

Исследованием фрактографического строения изломов, полученных при испытании опытных образцов, отлитых из сплава ЖС26-ВИ (ВНК), на растяжение до проведения операции ГИП, после ГИП, а также после ГИП и стандартной термообработки установлено, что разрушение во всех случаях произошло по кристаллографической плоскости [001].

Микроструктура направленно закристаллизованных образцов диаметром 15 мм и длиной 135 мм различных опытных вариантов как до, так и после термообработки по стандартному режиму, идентична структуре лопаток, обработанных в соответствии с указанными вариантами.

**Таблица 3** – Механические и жаропрочные свойства сплава ЖС26-ВИ (ВНК) до и после операции горячего изостатического прессования

Состояние материала	Механические свойства при 20 °С			Время до разрушения при 975 °С под нагрузкой 26 кгс/мм <sup>2</sup> , τ <sub>p</sub> , час
	σ <sub>B</sub> , кгс/мм <sup>2</sup>	δ, %	Ψ, %	
Исходное (без ГИП) после стандартной термообработки	105,1	10,0	12,4	73,5
	93,9	14,8	12,4	86,5
после ГИП без термообработки	101,8	7,2	13,5	86,0
	102,8	8,0	11,2	57,0
после ГИП и стандартной термообработки	86,6	20,0	19,0	62,25
	94,9	20,0	24,6	54,5
8Т-ТУ165; 36ТУ-179; 436Т-ТУ6; 317ТУ-2	≥ 85,0	≥ 6,0	-	≥ 40,0

### Выводы

Горячее изостатическое прессование при температуре 1250 °С и давлении 170 МПа способствует повышению качества литых рабочих лопаток турбины из сплава ЖС26-ВИ (ВНК) за счет стабилизации структуры и свойств в результате уменьшения микропористости.

При ГИП лопаток со стержнем происходит «залечивание» пор, находящихся на поверхности внутреннего (охлаждаемого) канала. На внутренней поверхности внутренних каналов рабочих лопаток, прошедших ГИП после выщелачивания стержня, имеются микропоры.

Для материала рабочих лопаток турбины и образцов [сплав ЖС26-ВИ (ВНК)] после ГИП характерна структурная неоднородность вследствие образования «рафт»-структуры в виде зональных участков, сосредоточенных в местах «залечивания» пор, а также вокруг некоторых карбидов типа МС.

Гомогенизация при температуре 1265 °С в течение 1 часа 15 мин после ГИП способствует повышению структурной однородности сплава и релаксации напряжений, наведенных в процессе газостатирования, что оказывает положительное влияние на физико-механические свойства.

### Список литературы

1. Миллер Г. Е. Конструкция газовой турбины и суперсплавы // Сб. Суперсплавы II : Жаропрочные материалы для аэрокосмических и промышленных энергоустановок / Под ред. Симса Ч. Т., Столоффа Н. С., Хагеля У. К. : пер. с англ. Кн. 1 / Под ред. Шалина Р. Е. – М. : Металлургия, 1995. – С. 49–83.
2. Погутов А. В. Опыт литья лопаток ГТД / А. В. Погутов, С. И. Язык // Авиационная промышленность. – 1992. – № 5. – С. 57–62.

3. Орлов М. Р. Образование пор в монокристаллических рабочих лопатках турбины в процессе направленной кристаллизации / М. Р. Орлов // Металлы. – 2008. – № 1. – С. 70–75.
4. Галдин Н. М. Цветное литье: справочник / Н. М. Галдин, Д. Ф. Чернега, Д. Ф. Иванчук и др. ; под общ. ред. Н. М. Галдина. – М. : Машиностроение, 1989. – 528 с.
5. Оспенникова О. Г. Повышение свойств жаропрочного сплава ЖС6У-ВИ путем горячего изостатического прессования и последующей термической обработки / О. Г. Оспенникова, М. Р. Орлов // Материаловедение. – 2007. – № 9. – С. 32–36.
6. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки турбины. Часть II. Монография. Изд. 2-е, переработанное и дополненное / [Богуслаев В. А., Муравченко Ф. М., Жеманюк П. Д. и др.]. – Запорожье : ОАО «Мотор Сич». – 2007. – 496 с.
7. Особенности механизма пластической деформации сплава ЖС6У-ВИ при нормальной и повышенной температурах / [Жеманюк П. Д., Яценко В. К., Орлов М. Р., Рубель О. В.] // Металлознание та обробка металів. – 2000. – № 3. – С. 31–37.
8. Исследование влияния горячего изостатического прессования на структуру и свойства литых деталей авиационных двигателей из жаропрочного никелевого сплава ЖС6К-ВИ / [П. Д. Жеманюк, В. В. Клочихин, О. В. Гнатенко и др.] // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 6. – С. 20–24.

Поступила в редакцию 24.11.2014

**Жеманюк П.Д., Клочихин В.В., Лисенко Н.О., Наумик В.В. Структура і властивості литих лопаток авіаційних двигунів з жароміцних нікелевих сплавів ЖС26-В після гарячого ізостатичного пресування**

*В результаті гарячого ізостатичного пресування (ГП) литих лопаток авіаційних двигунів з жароміцного нікелевого сплаву ЖС26-В відбувається «заліковування» мікропор та рихлот, що не виходять на поверхню деталей, що сприяє стабілізації структури та властивостей матеріалу. Обробка ГП та наступна гомогенізація забезпечують отримання найбільш сприятливої структури, сукупність міцності, пластичності та довготривалої міцності.*

**Ключові слова:** лопатка, гаряче ізостатичне пресування, мікропори, усадочні рихлоти, «рафт»-структура, термообробка, структурна однорідність, пластичність, міцність, жароміцність.

**Zhemanjuk P., Klochyhyn V., Lysenko N., Naumyk V. Structure and properties of cast aircraft engines blades (HA26-VI alloy) from heatproof nickeliferous alloy after of hot isostatic pressing heatproof nickeliferous alloy**

*In the result of hot isostatic pressing (HIP) of cast aircraft engines blades (HA26-VI alloy) occurs the «healing» of micropores and friables, which are not coming to the surface of parts, what results in stabilize of the material structure and properties. HIP processing and the subsequent homogenization provide the most favorable structure, reception of strength, plastic properties and long-term strength.*

**Key words:** blade, hot isostatic pressing, micropores, shrink friables

УДК 536-539.4

*Д-р техн. наук А. Р. Лепешкин*

*Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, г. Москва*

## МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ВИБРОУСКОРЕНИЙ

*Предложена методика исследования температуропроводности и теплопередачи в металлических материалах в поле действия виброускорений. Разработано устройство для определения указанных характеристик на вибростенде в поле действия виброускорений. Приведены результаты исследований нестационарного нагрева теплопроводников из никелевого и медного сплавов при воздействии виброускорений. Теплоизолированные теплопроводники с электронагревателем и терморезисторами установлены на балке прямоугольного сечения. Из анализа результатов экспериментальных исследований и скоростей нагрева следует, что температуропроводность теплопроводников возрастает при увеличении амплитуды колебаний балки на вибростенде. При этом, время передачи тепла по теплопроводникам существенно сокращается, т.е. наблюдается ускорение теплопередачи в поле действия виброускорений.*

**Ключевые слова:** методика, нагрев, виброускорение, теплопередача, теплопроводники, температуропроводность, температура.

### Введение

Для определения теплового состояния различных деталей двигателей и машин требуется знание теплофизических свойств материалов, в частности, температуропроводности.

Исследование температуропроводности металлических материалов в поле действия ускорений и сил является новой фундаментальной проблемой и имеет важное значение для авиакосмической техники.

Необходимо отметить, что любые виды ускорений: линейные, центробежные и виброускорения влияют на температуропроводность материалов [1–4].

Предложена методика исследования распространения тепла во вращающихся деталях и температуропроводности материалов в поле действия центробежных ускорений и сил.

Развитие авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) устойчиво идет по пути повышения температуры газа перед турбиной. Однако, разработка двигателей пятого поколения, как в России, так и за рубежом наталкивается на серьезные трудности при освоении более высоких температур. Тепловые расчеты ГТД и их элементов выполняются по классическим моделям и во многих случаях плохо согласуются с экспериментом. Максимальные измеренные температуры на реальных объектах значительно превышают расчетные величины, что не обеспечивает не-

обходимую прочность, надежность и ресурс деталей перспективных авиадвигателей. При оценке температурного состояния деталей ротора турбины используются коэффициенты теплопроводности, которые были получены в стационарных условиях земного тяготения ( $g = 1$ ) на ненагруженных образцах.

В реальных условиях лопатки турбин работают при значительных виброускорениях и изменение температуропроводности материала в этих условиях можно ожидать существенным. Вероятно, неучет этого обстоятельства приводит к дополнительному различию температурных полей лопаток турбин прогнозируемых расчетом и наблюдаемых в эксперименте. Кроме виброускорений на роторные детали действуют центробежные ускорения и растягивающая центробежная сила. Влияние центробежных ускорений и сил на температуропроводность материалов представлено в [1, 3].

Влияние сжимающих сил на теплопроводность соединения GaSb ранее исследовалось сотрудниками института физики Даг. НЦ РАН. На этих соединениях при повышении давления до 250...350 МПа теплопроводность повышалась на 15...20% [5]. Исследования влияния растягивающих сил на теплопроводность металлов ранее не проводились.

В [6, 7] приводятся сведения по электронному явлению в металлах, которое опытным путем установили известные русские ученые-физики

Л. И. Мандельштам и Н. Д. Папалекси в 1913 г. В тридцатые и сороковые годы прошлого столетия академики Л. И. Мандельштам и Н. Д. Папалекси работали в ФИАН им. П. Н. Лебедева. Они внесли большой вклад в развитие теории колебаний и других разделов физики. В их опытах 1913 г. при вращении катушки на концах провода возникала разность потенциалов, и, подключенный к концам провода телефон издавал звук. Эти опыты в 1916 г. были усовершенствованы американским ученым Р. Ч. Толменом. Катушка в его опыте приводилась в быстрое вращение и затем резко тормозилась. При этом с помощью баллистического гальванометра регистрировался импульс тока, связанный с инерционным движением свободных электронов (имеющих массу) в тонком медном проводе на катушке. В данных опытах также подтверждается, что ускорения оказывают влияние на электронные явления в металлах, в частности, при торможении. Однако из указанных опытов не было сделано выводов и предположений о возможности появления электронного явления в условиях виброускорений и его влиянии на тепловые процессы в коротких проводниках и в деталях. В [8] приводятся результаты исследований влияния ускорений на появление разности потенциалов на участках проволоки (из-за инерционного движения свободных электронов — эффекта Толмена) при ее скоростном волочении.

Данная работа посвящена актуальной проблеме по исследованию передачи тепла в деталях и теплопроводности металлических материалов деталей в поле действия виброускорений. В работе [9] приведены результаты первых исследований теплопроводности при виброускорениях с использованием устройства с одним теплопроводником.

#### Методика и результаты исследований

В данной работе предложена методика определения теплофизических характеристик материалов в поле действия виброускорений. Разработано устройство для определения указанных характеристик на вибростенде V8-40 [10] фирмы LDS (рис. 1, 2).

Методика исследований предусматривала закрепление на конце балки 4 двух теплопроводников (хромелевого 1 и медного 2 проводов длиной 55 мм и диаметром 0,5 мм) и небольшого электронагревателя 3 длиной 10 мм, состоящего из нескольких витков провода, который был намотан на скрутке двух указанных теплопроводников (рис. 3). На концах двух теплопроводников и перед электронагревателем приваривались термопары, с помощью которых измерялись температуры (рис. 3):  $T_1$  — температура на конце хромелевого теплопроводника,  $T_2$  — температура

на конце медного теплопроводника,  $T_3$  — температура в начале теплопроводников перед нагревателем. Теплопроводники и электронагреватель были теплоизолированы от балки, установленной на вибростенде.

В соответствии с разработанной методикой исследования проводились на вибростенде, оснащенном автоматической системой управления и поддержания заданной амплитуды и частоты колебаний. Контроль за температурным состоянием теплопроводников, размещенных на балке с электронагревателем, производился компьютерной системой, оснащенной крейтом и измерительными платами. Обработка результатов осуществлялась по разработанной программе. Для питания электронагревателя использовался стабилизированный источник питания. Перед проведением испытаний подавалось стабилизированное питание на нагреватель и записывались базовые показания термопар в течение работы нагревателя.

Приведены результаты исследований нестационарного нагрева теплопроводников в поле действия виброускорений при разных амплитудах (размахах) колебаний на частоте 120 Гц. После обработки данных экспериментальных исследований получены кривые скоростей нагрева в зависимости от времени нагрева (или времени передачи тепла), представленные на рис. 4.

По полученным результатам представлены оценки теплопроводности и теплопроводности теплопроводников. Из анализа результатов экспериментальных исследований и скоростей нагрева (рис. 4) следует, что теплопроводность хромелевого теплопроводника при виброускорении 120 g возрастает на 50% по сравнению со статическим состоянием.



Рис. 1. Вибростенд



Рис. 2. Устройство для исследования теплопроводности материалов в поле действия виброускорений

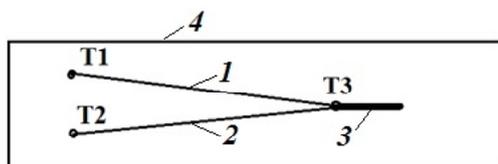


Рис. 3. Расположение теплопроводника на конце балки

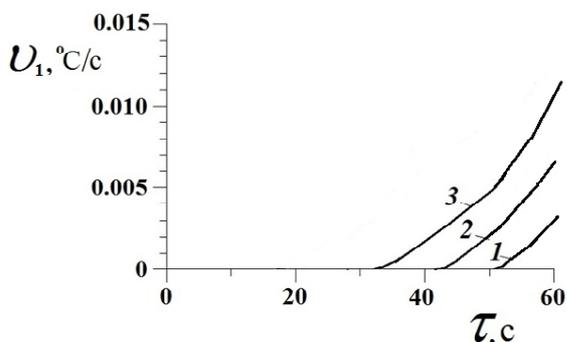


Рис. 4. Кривые скоростей нагрева на конце теплопроводника в зависимости от времени нагрева при воздействии виброускорений:

1 – статическое состояние; 2 – размах колебаний  $2A = 3,5$  мм ( $f = 120$  Гц), 60 г; 3 – размах колебаний  $2A = 7,0$  мм ( $f = 120$  Гц), 120 г

На рис. 5 и рис. 6 показаны кривая времени  $t$  передачи тепла от начала хромелевого теплопроводника (рис. 5) к его концу и кривая времени  $t$  передачи тепла от начала медного теплопроводника (рис. 6) к его концу при разных размахах колебаний  $2A$ : 0, 3,5 и 7,0 мм. Из анализа данных (рис. 5, 6) следует, что время передачи тепла по хромелевому и медному теплопроводникам сокращается соответственно в 1,6 и 1,3 раза при 120 г по сравнению со статическим состоянием.

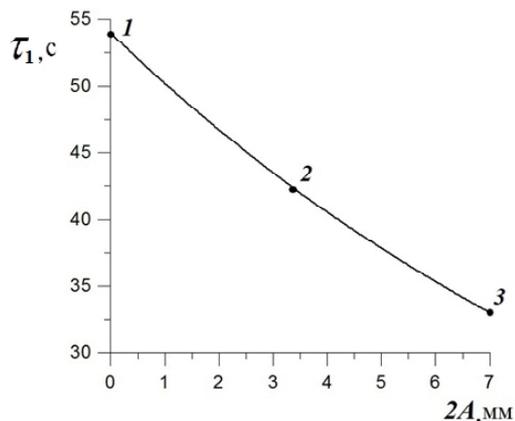


Рис. 5. Кривая времени передачи тепла по теплопроводнику из никелевого сплава в зависимости от размаха колебаний  $2A$  при воздействии виброускорений:

1 – статическое состояние; 2 – размах колебаний  $2A = 3,5$  мм ( $f = 120$  Гц), 60 г; 3 – размах колебаний  $2A = 7,0$  мм ( $f = 120$  Гц), 120 г

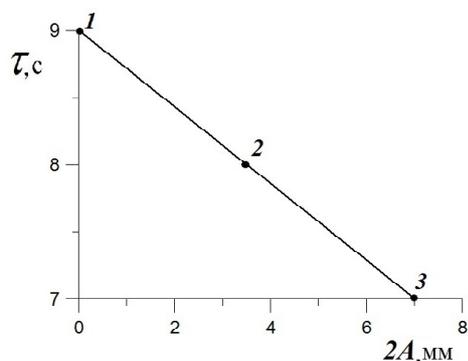


Рис. 6. Кривая времени передачи тепла по теплопроводнику из медного сплава в зависимости от размаха колебаний  $2A$  при воздействии виброускорений:

1 – статическое состояние; 2 – размах колебаний  $2A = 3,5$  мм ( $f = 120$  Гц), 60 г; 3 – размах колебаний  $2A = 7,0$  мм ( $f = 120$  Гц), 120 г

При увеличении частоты колебаний до 700 Гц (680 г) при размахе колебаний  $2A = 1$  мм теплопроводность хромелевого теплопроводника возрастает на 100% по сравнению со статическим состоянием.

В данной работе также проведены электронно-инерционные опыты с использованием специального камертона, ножки которого ударно возбуждались, и современной чувствительной аппаратуры. Следует отметить, что ножки камертона по своим размерам и геометрии идентичны балке, на которой были наклеены теплопроводники.

В концевой части на одной из ножек размещался изолированный медный проводник длиной 55 м и диаметром 0,5 мм в продольном направлении. Соединительные провода от данного проводника были подключены к анализатору сигналов и спектра МПС-200. Перед началом опы-

тов на анализаторе зарегистрирован уровень шума, не превышающий  $\pm 10 \cdot 10^{-6}$  В.

После удара по одной из ножек камертона он возбуждался на частоте 120 Гц. При этом воздействие виброускорений приводило к появлению электрического сигнала переменного тока в медном проводнике с учетом электронно-инерционного эффекта. Максимальная величина виброускорений составила 120 g. Данный электрический сигнал и его спектр частот были зарегистрированы и записаны в анализаторе спектра. На рис. 7 представлен зарегистрированный электрический сигнал, который имеет максимальную амплитуду в импульсе  $450 \cdot 10^{-6}$  В и спектр данного сигнала на рис. 8. Возникновение электрического сигнала (рис. 7, 8) в проводнике дополнительно подтверждает, что виброускорения влияют на перемещение свободных электронов в металлах и в результате скорость их дрейфа возрастает.

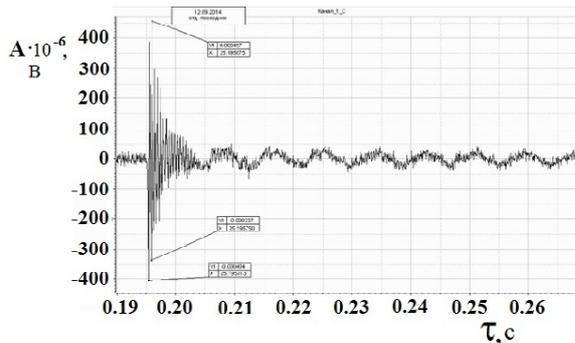


Рис. 7. Электрический сигнал в проводнике при ударном возбуждении камертона

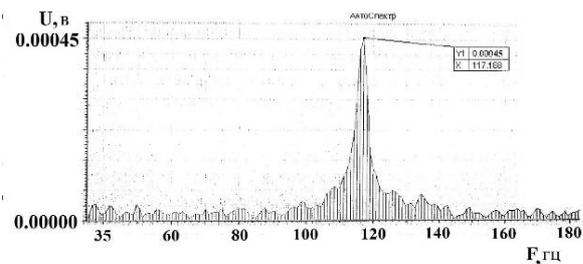


Рис. 8. Спектр электрического сигнала в проводнике при ударном возбуждении камертона

Таким образом, указанный рост температуропроводности из анализа экспериментальных данных связан с увеличением электронной проводимости (скорости дрейфа) в металле за счет перемещения теплоносителей (имеющих массу) — свободных электронов при воздействии виброускорений.

Полученные результаты имеют важное практическое значение для оценки теплового состояния деталей авиационных двигателей и других

турбомашин, работающих при значительных виброускорениях и других эксплуатационных нагрузках.

### Заключение

Разработана методика исследования температуропроводности материалов в поле действия виброускорений. Разработано устройство для определения указанных характеристик на вибростенде в поле действия виброускорений. Приведены результаты исследований нестационарного нагрева теплопроводников из никелевого и медного сплавов при воздействии виброускорений. Из анализа результатов экспериментальных исследований и скоростей нагрева следует, что температуропроводность теплопроводников возрастает при увеличении амплитуды колебаний балки на вибростенде. При этом время передачи тепла по теплопроводникам существенно сокращается, т. е. наблюдается ускорение теплопередачи в поле действия виброускорений. Из анализа результатов экспериментальных исследований следует, что температуропроводность теплопроводника из никелевого сплава возрастает на 50 % при размахе колебаний 7 мм при виброускорении 120 g по сравнению со стационарным состоянием без колебаний, а время передачи тепла сокращается в 1,5 раза, а для медного теплопроводника — в 1,3 раза. При исследованиях на камертоне был зарегистрирован электрический сигнал в проводнике при воздействии виброускорений. Указанный рост температуропроводности существенно связан с увеличением электронной проводимости (скорости дрейфа) в металле за счет теплоносителей (имеющих массу) — свободных электронов при воздействии виброускорений. Полученные результаты имеют важное практическое значение для оценки теплового состояния деталей авиационных двигателей и других турбомашин, работающих в условиях вибраций.

### Список литературы

1. Пат. 2235982 Российская Федерация, МПК H02N 11/00. Способ и установка для определения теплофизических характеристик твердых материалов в поле действия центробежных сил / А. Р. Лепешкин, Н. Г. Бычков; заявитель и патентообладатель ЦИАМ — № 2010117026/07; заявл. 30.04.2010; опубл. 20.04.2011, Бюл. № 11.
2. Лепешкин А. Р. Исследование ускорения теплопередачи в поле действия центробежных ускорений и сил / А. Р. Лепешкин, Н. Г. Бычков, П. А. Ваганов // Вестник двигателестроения. — 2012. №2. — С. 269–272.
3. Лепешкин А. Р. Исследование нового эффекта температуропроводности материалов в поле действия центробежных ускорений и сил на

- разгонном стенде / Лепешкин А. Р., Бычков Н. Г. // *Авиационно-космическая техника и технология*. Харьков : Национальный аэрокосмический ун-т «ХАИ», – 2011. – Вып. 8/85. – С. 20–23.
4. Лепешкин А. Р. Исследование температуропроводности металлов с учетом инерции электронов в поле центробежных ускорений / А. Р. Лепешкин // *Сб. тр. конф. «Актуальные проблемы физики»*. 11–15 ноября. 2012 г. – М. : ФИАН, 2012. – С. 65–66.
  5. Эмиров С. Н. Влияние давления и температуры на теплопроводность моно- и поликристаллических образцов антимонида галлия / С. Н. Эмиров, Н. М. Булаева, Э. Н. Рамазанова // *Тезисы докладов XII Российской конференции по теплофизическим свойствам веществ*. – М. : Наука. – 2008. – 306 с.
  6. Гинзбург В. Л. Памяти А. А. Андреева / В. Л. Гинзбург. – М. : Изд-во АН СССР, 1955. – 622 с.
  7. Карякин Н. И. Краткий справочник по физике / Н. И. Карякин, К. Н. Быстров, П. С. Киреев. – Изд. 3-е. – М. : Высшая школа, 1969. – С. 198–199.
  8. Троицкий О. А. Эффект Стюарта-Толмэна при скоростном волочении проволоки и при столкновении пули с мишенью / О. А. Троицкий, В. И. Сташенко // *Известия Академии Электротехнических наук*, – 2011. – № 1. – С. 37–43.
  9. Лепешкин А. Р. Исследование температуропроводности материалов в поле действия виброускорений / А. Р. Лепешкин // *Тезисы докладов X Международной научно-технической конференции «Прогрессивные технологии жизненного цикла авиационных двигателей и энергетических установок»*. 23–28 сентября 2013 г. Украина. Запорожье-Алушта, 2013. – С. 45–47.
  10. Экспериментальные исследования частотных характеристик и определение предела выносливости лопаток паровой турбины по 1-й крутильной форме колебаний / [А. Н. Петухов, А. Н. Стадников, М. Ю. Миллер, Е. С. Руденко] // *Вестник двигателестроения*. – 2012. – № 2. – С. 199–202.

Поступила в редакцию 10.02.2015

#### **Лепешкін О.Р. Методика дослідження температуропровідності металевих матеріалів при дії віброприскорень**

*Запропоновано методику дослідження температуропровідності і теплопередачі в металевих матеріалах в полі дії віброприскорень. Розроблений пристрій для визначення вказаних характеристик на вібростенді в полі дії віброприскорень. Приведено результати досліджень нестационарного нагріву теплопровідників з нікелевого і мідного сплавів при дії віброприскорень. Теплоізолювані теплопровідники з електронагрівачем та термопарами встановлені на балці прямокутного перетину. З аналізу експериментальних досліджень і швидкостей нагріву визначено, що температуропровідність теплопровідників збільшується при збільшенні амплітуди коливань балки на вібростенді. При цьому, час передачі тепла по теплопровідникам суттєво скорочується, тобто спостерігається прискорення теплопередачі у полі дії віброприскорень.*

**Ключові слова:** методика, нагрів, віброприскорення, теплопередача, теплопровідники, температуропровідність, температура.

#### **Lepeshkin A. Method for investigation of thermal conductivity in the metal materials under the action of vibration accelerations**

*A method for the study of thermal conductivity and heat transfer in metal materials in the field of vibration accelerations. A device for the determination of these characteristics on a vibration rig in the field of action of vibration accelerations. The results of investigations of nonstationary heating of the heat conductors from nickel and copper alloys under influence vibration accelerations. The insulated heat conductors, electroheater and thermocouples are mounted on the rectangular beam. From the analysis of experimental results and heating rates it follows that the thermal conductivity of the heat conductors increases with increasing of the amplitude of oscillations of a beam on a vibration rig. Wherein the time of a heat transfer on the conductors is significantly reduced and the acceleration of heat transfer is observed in the field of vibration accelerations.*

**Key words:** method, vibration acceleration, heat transfer, heat conductors, thermal conductivity, temperature.

УДК 669.018, 669.224

Канд. техн. наук Е. А. Тихомирова<sup>1</sup>, Е. Ф. Сидохин<sup>2</sup><sup>1</sup>ОАО «Климов», <sup>2</sup>ООО «КБ Рентгеновские приборы»; С.-Петербург, РФ

## ОБ «ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ОЦЕНКЕ КРИСТАЛЛОГРАФИЧЕСКОЙ АНИЗОТРОПИИ ТЕРМИЧЕСКОЙ УСТАЛОСТИ»

*Рассмотрены результаты и выводы, представленные в статье «Экспериментальная оценка кристаллографической анизотропии термической усталости...» [1]. С помощью ТЦ-карт, отражающих динамику развития деформации в термическом цикле, показано, что при термоциклических испытаниях монокристаллов жаропрочного сплава ВКНА-1В в полциклах нагрева и охлаждения присутствует пластическая деформация. Поскольку результаты исследования не дают возможности разделить эффекты влияния пластической деформации и размаха напряжений на долговечность, выводы статьи о зависимости долговечности от напряжений нельзя признать обоснованными.*

**Ключевые слова:** термическая усталость, стеснение, напряжения, деформация.

Исследованиями ИПП АН Украины [2], показано, что при моделировании термической усталости, которая представляет собой «разрушение материала при циклических нагревах», «закономерности деформирования и разрушения должны изучаться на образцах, в которых в процессе испытаний обеспечивается и контролируется необходимый механизм деформирования». Однако на практике чаще всего, как, например, в обсуждаемой работе [1], «ставится задача исследования термической усталости монокристаллов сплава в диапазоне температур рабочих лопаток ТВД» и, планируя испытания, задают максимальную  $T_{\max}$ , минимальную температуру  $T_{\min}$  и упругопластическую деформацию  $\Delta\varepsilon$ , но вопрос о том, как развивается деформация в цикле, в расчет не принимают. В итоге, например, в поисках зависимости долговечности  $N$  от размаха напряжений  $\Delta\sigma = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{р}}$  [2] оставляют без внимания температуры, при которых зарегистрированы максимальные напряжения сжатия и растяжения при нагреве и охлаждении  $\sigma_{\text{сж}}$  и  $\sigma_{\text{р}}$ . Анализируя результаты работы [1], мы воспользовались ТЦ-картами [3], которые представляют динамику развития деформации в полциклах нагрева и охлаждения термоциклических испытаний (ТЦ) методом Коффина.

Циклическому нагреву реальных изделий таких, как лопатки турбин, в условиях эксплуатации присущи два этапа развития разрушения в ходе теплосмен, протекающие одновременно. Один из них включает явления, которые происходят при верхней температуре цикла и связаны с достигнутыми термическими напряжениями и внешним воздействием. Другой протекает в то время, когда при запусках и отключениях двига-

теля происходит изменение температуры ( $T$ ). Он развивается вследствие стеснения свободной термической деформации материала  $\varepsilon_0$ , которую полностью или частично компенсирует его упругопластическая деформация  $\Delta\varepsilon = \varepsilon_{\text{упр}} + \varepsilon_{\text{пл}}$ . Причиной прогрессирующего разрушения в обоих случаях является пластическая деформация  $\varepsilon_{\text{пл}}$ , которая инициирует необратимые изменения субструктуры материала, ведущие к зарождению и росту трещин.

В термоциклических испытаниях, применяемых при исследовании термической усталости материалов [4], имитируют второй этап, производя циклический нагрев стесненного образца. Циклический нагрев образца по заданному режиму  $T_{\min} \leftrightarrow T_{\max}$  в условиях полного или частичного стеснения  $\varepsilon_0 = \alpha_{\text{ср}} \Delta T$  ( $\alpha_{\text{ср}}$  – средний коэффициент термического расширения,  $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$ ) в цикле изменения  $T$  продолжают до разрушения и определяют долговечность, как число циклов до разрушения  $N$  [4]. О сопротивлении материала термической усталости судят, согласно принципу Коффина [5], на основании зависимости  $N = f(\varepsilon_{\text{пл}})$ , построенной по экспериментальным данным [6], полученным в серии испытаний с различными величинами  $\varepsilon_{\text{пл}}$  в цикле. Задание  $\varepsilon_{\text{пл}}$  в цикле осуществляют различными способами, например, варьируя жесткость стеснения с помощью упругих элементов (пружины, мембраны) в цепи нагружения [2, 6], но во всех случаях изменение  $\Delta\varepsilon$  достигается из-за изменения  $\varepsilon_{\text{пл}}$  в цикле при почти неизменной величине  $\varepsilon_{\text{упр}}$  [7].

Однако в условиях циклических нагревов реальных изделий пластической деформации  $\varepsilon_{\text{пл}}$  может не быть, но о разрушении вследствие цик-

лического изменения  $\varepsilon_{\text{упр}}$  известно (изотермическая усталость). Поэтому интерес авторов статьи [2] к зависимости долговечности  $N$  от напряжений  $\sigma$  при периодических теплосменах вполне обоснован. Мы разделяем этот интерес, но не согласны с методическим подходом к решению вопроса.

Испытания в работе [2], как указывают авторы, производились методом Коффина на тех же установках, что в работе [8]. Долю стесняемой свободной термической деформации  $\varepsilon_0 = \alpha_{\text{ср}} \Delta T$  варьировали с помощью мембран различной жесткости, с целью «исследования термической усталости монокристаллов сплава ВКНА-1В в диапазоне температур рабочих лопаток ТВД»:  $T_{\text{min}} = 100$  °С,  $T_{\text{max}} = 850, 1050$  или  $1100$  °С, с нагружением образца при температуре  $T_f = 0,5(T_{\text{min}} + T_{\text{max}})$ . В отличие от работы [8], где варьировали  $\Delta\varepsilon$ , которая здесь [2] даже не упоминается, в таблицу 2 [2] режимов испытаний включены значения максимальных напряжений  $\sigma_{\text{max}}$  в полуцикле нагрева  $\sigma_{\text{сж}}$  (сжатие) и охлаждения  $\sigma_{\text{р}}$  (растяжение). Сообщается, что «заданный режим изменения нагрузки (напряжений) достигался через 9–10 циклов», но не сообщается, каким образом режим задавали.

Вроде бы просматривается аналогия с испытаниями изотермической усталости. Однако, если там испытания проводят исключительно в области упругой деформации материала, то особенности деформации в термическом цикле в статье [2] не обсуждаются, что совсем не безразлично для трактовки получаемой информации о долговечности.

Для анализа развития деформации в термическом цикле и того, как изменяются напряжения в ходе изменения температуры, воспользуемся ТЦ-картами сплава ВКНА-1В, построенными для монокристалльных образцов с ориентировкой оси нагружения [001], [011] и [111] [3]. ТЦ-карта – это диаграмма, на которой совмещены графики зависимости  $\Delta\varepsilon \sim \varphi(T)$  и  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02}) \sim f(T)$  (либо  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{005}) \sim f(T)$ ), где  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02}) = \sigma_{02}(T)/E(T)$  – упругая деформация, соответствующая пределу текучести материала  $\sigma_{02}(T)$  при данной  $T$ , а  $E(T)$  его модуль упругости. На рис. 1 приведены ТЦ-карты, образцов сплава ВКНА-1В, который испытывали в условиях полного стеснения ( $\Delta\varepsilon = \varepsilon_0$ ) с нагружением в 0-полуцикле при температурах  $T_f = 0,5(T_{\text{min}} + T_{\text{max}})$  [2]. Развитие деформации в 0-полуцикле демонстрирует ТЦ-карта, приведенная на рис. 1, а. Линии а и б на ней представляют зависимость  $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02}) \sim f(T)$  в области нагрева-сжатия (а) и в области охлаждения-растяжения (б). Линии с, d, f, g демонстрируют изменение  $\Delta\varepsilon \sim \varphi(T)$  в случае нагрева от  $T = 100, 475, 575$  или  $600$  °С, где d, f, g – изменение  $\Delta\varepsilon$  в 0-полуцикле ТЦ испытаний. Линия (с) по-

казывает изменение  $\Delta\varepsilon$  в ходе нагрева, следующего после полуцикла охлаждения, один из которых представлен линией (h). Поля диаграммы между осью  $T$  и линиями а и б соответствуют области упругой деформации сжатия (ниже оси  $T$ ) и области растяжения (выше нее). Поля же выше и ниже кривых а и б – это области пластической деформации. На рис. 1, б–г приведены ТЦ-карты испытаний монокристаллов сплава ВКНА-1В ориентировки [011], [001] и [111] по вышеуказанным режимам с полным стеснением [2]. К сожалению, не представляется возможным воспользоваться обширными данными работы [2] для испытаний с неполным стеснением, т. к. не указаны значения  $\Delta\varepsilon$ .

Главный вывод, который следует из ТЦ-карт (рис. 1) состоит в том, что в обоих полуциклах испытаний монокристалльных образцов каждой из 3-х ориентировок сплава ВКНА-1В при всех режимах  $T_{\text{min}} \leftrightarrow T_{\text{max}}$  происходит пластическая деформация ( $\varepsilon_{\text{пл}}$ ). Величина ее зависит от режима испытаний  $T_{\text{min}} \leftrightarrow T_{\text{max}}$ , но весьма внушительна, как в полуциклах нагрева, так и охлаждения. Ее роль в разрушении нельзя пренебрегать.

Поскольку влияние  $\varepsilon_{\text{пл}}$  на  $N$  хорошо известно [4, 5], а ее присутствие на ТЦ-картах не вызывает сомнений, с выводами статьи о том, что  $N$  зависит от  $\sigma$ , трудно согласиться. Авторам следовало исключить возможность появления  $\varepsilon_{\text{пл}}$  в проводимых испытаниях либо найти способ учесть ее влияние на результаты. Наличие связи между максимальными напряжениями  $\sigma_{\text{max}}$  ( $\sigma_{\text{сж}}$ ,  $\sigma_{\text{р}}$ ), а тем более их размахом  $\Delta\sigma = \sigma_{\text{сж}} + \sigma_{\text{р}}$  и долговечностью  $N$  требует доказательств и физических обоснований.

Далее рассмотрим ТЦ-карты в отношении того, как изменяется  $\sigma$  с температурой и с какими характерными точками в полуциклах могут быть связаны максимальные напряжения ( $\sigma_{\text{сж}}$ ,  $\sigma_{\text{р}}$ ), зарегистрированные в работе [2].

1. Начнем с полуциклов нагрева. Прежде всего обратим внимание на то, что в полуцикле нагрева кривые с, представляющие зависимость  $\Delta\varepsilon \sim \varphi(T)$  ( $\Delta\varepsilon = \varepsilon_0 = \alpha_{\text{ср}} \Delta T$ ) в не нулевых полуциклах, независимо от  $T_{\text{max}}$  следуют одинаково у монокристаллов каждой из ориентировок. Кривые с, соответствующие разным  $T_{\text{max}}$ , пересекают кривую а ( $\varepsilon_{\text{упр}}(\sigma_{02}) \sim f(T)$ ) при одной и той же  $T = T_{\text{н,пл}}$ , где начинается пластическая деформация  $\varepsilon_{\text{пл}}$ , которая далее постепенно растет по мере повышения  $T$  до  $T_{\text{max}}$ . Изменение напряжений  $\sigma$  на участках до и после  $T_{\text{н,пл}}$  протекает по-разному. После того, как в точке пересечения кривой с и оси  $T$  заканчивается снятие напряжений растяжения от предшествующего полуцикла, начинается рост упругой деформации  $\varepsilon_{\text{упр}}$  и соответствующих ей напряжений сжатия  $\sigma(T) = \varepsilon_{\text{упр}} E(T)$ . Он продолжается до точки

с, где при  $T = T_{н.пл}$  включается пластическая деформация, при этом  $\epsilon_{упр} = \epsilon_{упр}(\sigma_{02}(T_{н.пл}))$ , а  $\sigma = \sigma_{02}(T_{н.пл})$  (или  $\sigma_{005}$ ). Дальнейшее изменение  $\sigma$  после  $T_{н.пл}$  зависит от хода кривой а, т. е. от температурной зависимости предела текучести сплава (рис. 2, а; отмечены  $T = T_{н.пл}$  в полуцикле нагрева для каждой из ориентировок образцов).

Как видим (рис. 2, б), после  $T_{н.пл}$  изменение  $\sigma_{02}$  у монокристаллов ориентировки [011] и [111] и ориентировки [001] происходит по-разному. У монокристаллов [011] и [111] напряжения увеличиваются с температурой до  $\sim 850^\circ\text{C}$ , где у сплава ВКНА-1В достигается наиболее высокий предел текучести  $\sigma_{02}(850^\circ\text{C})$ , который затем

уменьшается до  $\sigma_{02}(T_{max})$ . Следовательно, у этих монокристаллов максимальные напряжения сжатия  $\sigma_{max}$  в полуцикле нагрева не зависят от  $T_{max}$  и равны  $\sim \sigma_{02}(850^\circ\text{C})$ . У монокристаллов же [001] в полуцикле нагрева по режимам  $100 \rightarrow 1050$  и  $1100^\circ\text{C}$  напряжения сжатия достигают максимальной величины в точке s при  $T = T_{н.пл} = 970^\circ\text{C}$  и  $\sigma_{сж}$  соответствует  $\sigma_{02}(T_{н.пл})$ . В испытаниях по режиму  $100 \rightarrow 850^\circ\text{C}$ , как видно из ТЦ-карты (рис. 1, б), деформация развивается исключительно в упругой области и  $\sigma_{max} = \epsilon_{упр}(850^\circ\text{C})E(850^\circ\text{C}) = E(850^\circ\text{C})\alpha_{ср}\Delta T$ .

Экспериментальные данные работы [2] и данные из ТЦ-карт представлены в таблице 1.

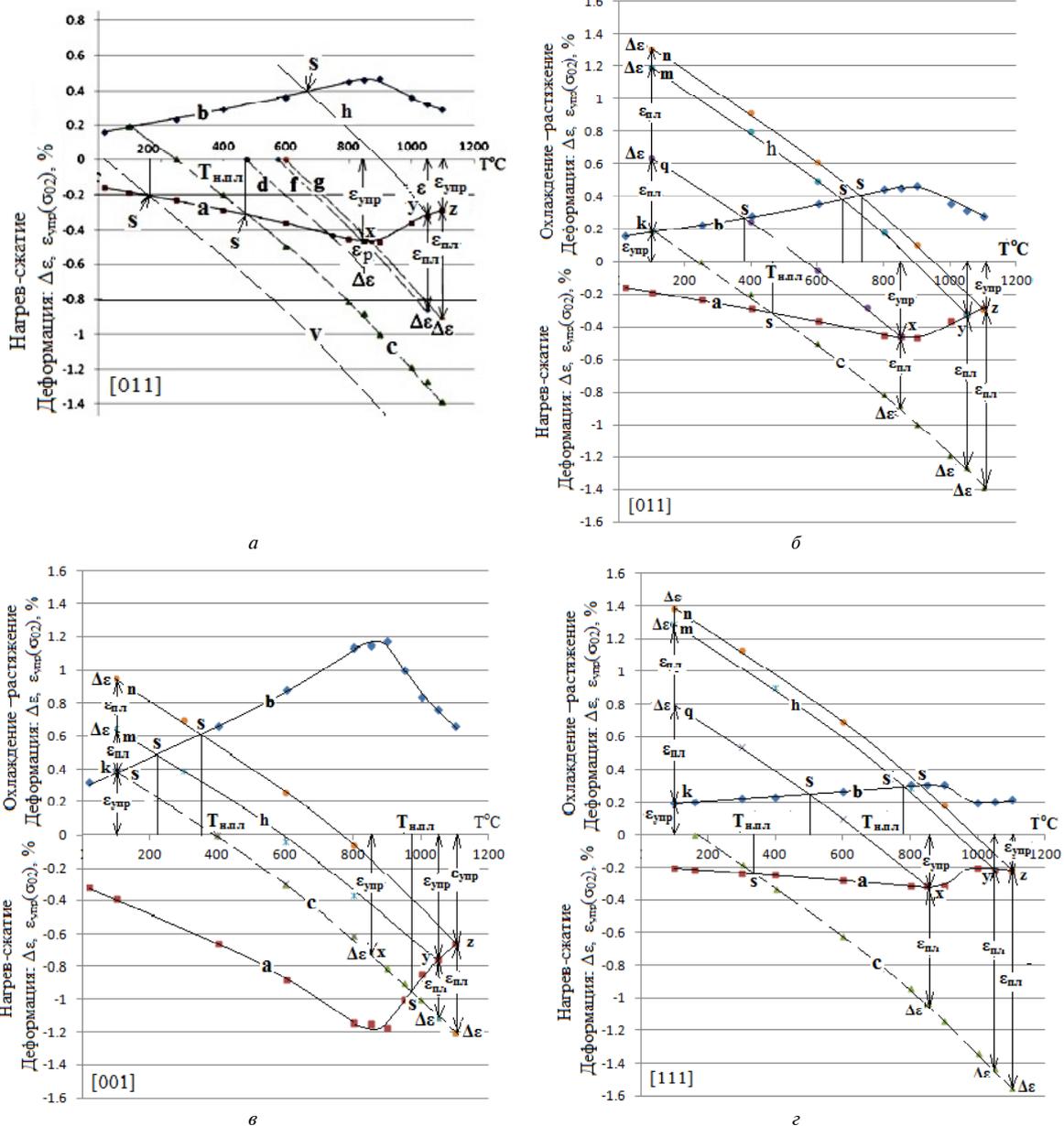


Рис. 1. ТЦ-карты монокристаллов сплава ВКНА-1В ориентировки: а – [011] – 0-полуцикл с нагружением при  $T_f$  °C; б – [011]; в – [001]; г – [111]

Таблица 1 – Данные о напряжениях в полуциклах нагрева

100→T <sub>max</sub> , °C	N [3], цикл	σ <sub>сж</sub> [3], МПа	T <sub>н.пл</sub> , °C	σ <sub>н.пл</sub> , МПа	σ <sub>02</sub> (850), МПа	σ(T <sub>max</sub> ), МПа
Ориентировка оси нагружения [001]						
100→850	1276	<b>570</b>	-	-	-	596
100→1050	61	<b>460</b>	970	610		505
100→1100	242	<b>410</b>				415
Ориентировка оси нагружения [111]						
100→850	1997	<b>570</b>	330	628	705	670
1050→100	107	<b>500</b>				360
1100→100	225	<b>580</b>				360
Ориентировка оси нагружения [011]						
100→850	428	<b>800</b>	480	676	795	768
100→1050	204	<b>430</b>				454
100→1100	171	<b>430</b>				392

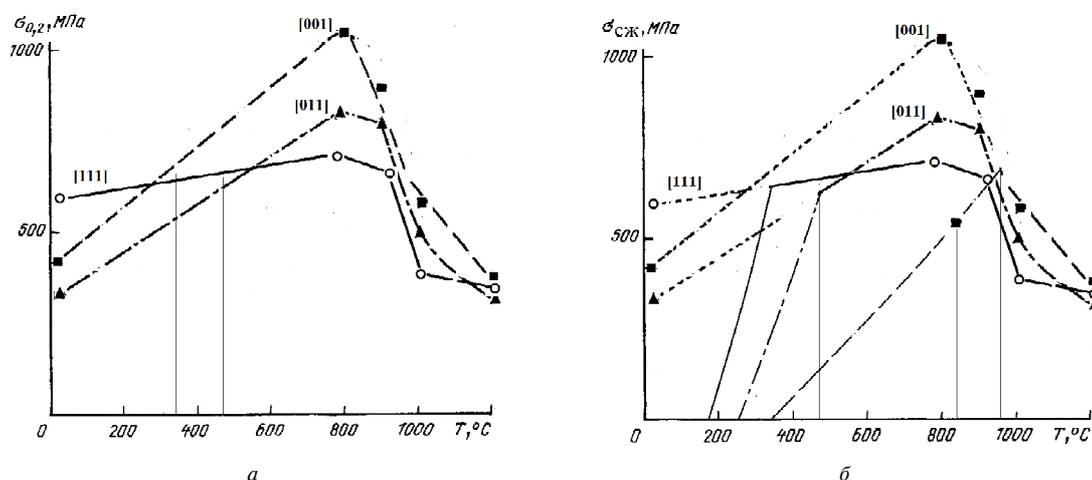


Рис. 2. а – температурная зависимость предела текучести  $\sigma_{02}(T)$  монокристаллов жаропрочного сплава ВКНА-1В; б – схема изменения напряжений сжатия в полуцикле нагрева при полном стеснении  $\epsilon_0$

Сделать по результатам сравнения однозначные выводы, каким напряжениям соответствуют измеренные  $\sigma_{сж}$ , не представляется возможным. Практически все значения  $\sigma_{сж}$  много меньше, чем  $\sigma_{02}(850)$  и  $\sigma_{н.пл}$ . Исключением является результат с хорошего совпадения  $\sigma_{сж}$  и  $\sigma(T_{max})$  в полуцикле испытаний монокристаллов [001] по режиму 100→850 °C, где деформация была только упругой. Другой позитивный результат состоит в том, что значения  $\sigma_{сж}$  у монокристаллов одной ориентировки были почти одинаковыми при всех трех режимах нагрева 100→T<sub>max</sub>. Это согласуется с данными ТЦ-карт и с логичным предположением, что изменение  $\Delta\epsilon \sim \varphi(T)$  в полуцикле нагрева с большей величиной T<sub>max</sub> повторяет ее изменение в полуцикле с меньшей T<sub>max</sub> до этой температуры.

2. Далее рассмотрим развитие деформации в полуциклах охлаждения (табл. 2). Как видно из ТЦ-карт (рис. 1, б-д), кривые изменения  $\Delta\epsilon \sim \varphi(T)$  пересекают кривые б ( $\epsilon_{упр}(\sigma_{02}) \sim f(T)$ ), соответствующие монокристаллам ориентировок [011],

[001] и [111], при разных  $T = T_{н.пл}$ , где  $\sigma = \sigma_{н.пл}$  (см. табл. 2). Затем в каждом случае по ходу уменьшения T от T<sub>н.пл</sub> до 100 °C напряжения  $\sigma = \sigma_{02}$  только уменьшаются. Поэтому можно полагать, что максимальные напряжения  $\sigma_{max}$  в полуцикле охлаждения должны быть хотя бы равны  $\sigma_p = \sigma_{н.пл}$ . Другие варианты не просматриваются. Однако, как видно из табл. 2, измеренные значения  $\sigma_p$  [2], существенно ниже  $\sigma_{н.пл}$ , хотя следовало бы ожидать даже более высокие напряжения, чем  $\epsilon_{02}(T_{н.пл})$ , т. к. из-за достаточно большой величины пластической деформации  $\epsilon_{пл}$  (до 1%) при охлаждении от T<sub>н.пл</sub> должно быть сильное деформационное упрочнение, присущее сплаву ВКНА-1В в этой области T.

Исключение составляют результаты испытаний монокристаллов [111] при режимах 850 и 1050→100 °C, где совпадение можно считать вполне хорошим. Однако значение  $\sigma_p = 320$  МПа, которое является средним по трем образцам, полученное в испытаниях по режиму 1100→100 °C, совершенно не объяснимо.

Таблица 2 – Данные о напряжениях в полуциклах охлаждения

100→T <sub>max</sub> , °C	N [3], цикл	σ <sub>p</sub> [3], МПа	T <sub>н.пл</sub> , °C	σ <sub>н.пл</sub> , МПа	σ (100), МПа
Ориентировка оси нагружения [001]					
850→100	1276	<b>560</b>	100	478	473
1050→100	61	<b>450</b>	220	572	
1100→100	242	<b>390</b>	350	673	
Ориентировка оси нагружения [111]					
850→100	1997	<b>700</b>	500	657	591
1050→100	107	<b>900</b>	760	700	
1100→100	225	<b>320</b>	820	690	
Ориентировка оси нагружения [011]					
850→100	428	<b>460</b>	380	574	403
1050→100	204	<b>420</b>	670	701	
1100→100	171	<b>420</b>	740	738	

Таким образом, приходится признать, что между результатами эксперимента и данными, полученными из ТЦ-карт, нет соответствия. Данные с ТЦ-карт, конечно же, не могут претендовать на точность, но представляемая ими последовательность появления величин и событий кажется логичной. По нашему мнению, для разрешения противоречий необходим тщательный анализ применявшейся методики испытаний [2], поскольку не представляется возможным найти объяснение многим экспериментальным данным. Например, как объяснить, что у монокристаллов ориентировки [011] зафиксированные σ<sub>сж</sub> = 800 МПа в полуцикле нагрева по режиму 100→850 °C, но только 460 МПа, когда в режиме испытаний T<sub>max</sub> = 1050 или 1100 °C. В ходе нагрева 100→1050 °C развитие деформации повторяет динамику диапазона 100→850 °C однако присущие ему σ<sub>сж</sub> = 800 МПа оказались не замеченными. Второй необъяснимый пример касается разницы значений σ<sub>p</sub> при охлаждении образцов [111] по режиму 1050→100 °C, где σ<sub>p</sub> = 900 МПа, и по режиму 1100→100 °C, где σ<sub>p</sub> = 320 МПа, хотя их кривые Δε ~ φ(T) проходят параллельно и вблизи друг друга.

Наконец, вопрос о величине измеренных в работе [2] максимальных напряжений σ<sub>сж</sub> и σ<sub>p</sub>, которые практически все существенно ниже значений предела текучести материала в средней части термических полуциклов нагрева и охлаждения. В статье [2] показано, что скорость нагрева в полуцикле составляет ~100, а охлаждения ~ 20 град/с. При полном стеснении ε<sub>0</sub> им соответствует скорость деформации образца ВКНА-1В с α<sub>ср</sub> ≈ 15\*10<sup>-6</sup>град<sup>-1</sup>, равная ~10<sup>-3</sup> с<sup>-1</sup>, т. е. примерно такая же, как при механических испытаниях, где, по определению А. Н. Орлова [9], осуществляется активное нагружение образца, двигателем которого в ТЦ испытаниях служит изменение температуры. Рассчитывать на ползучесть и релаксацию напряжений, как средство компен-

сации ε<sub>0</sub> не приходится, хотя бы в полуцикле охлаждения. Измеренные величины напряжений σ<sub>сж</sub> и σ<sub>p</sub> не совместимы с присутствием пластической деформации в цикле испытаний уже хотя бы потому, что соответствующая им упругая деформация не обеспечивает компенсации стесненной ε<sub>0</sub>, которая составляет ~ 1,3%.

Считаем необходимым обратить внимание на такой параметр термического цикла, как температура перехода от упругой деформации к пластической T<sub>н.пл</sub>, которая не упоминается в исследованиях термической усталости. Однако с ней связана протяженность диапазонов T<sub>max</sub>-T<sub>н.пл</sub> при нагреве и T<sub>н.пл</sub>-T<sub>min</sub> при охлаждении, в пределах которых развивается пластическая деформация. Сравним хотя бы T<sub>max</sub>-T<sub>н.пл</sub> в испытаниях монокристаллов ориентировки [001] и [111]. У монокристаллов [001] в режимах полуцикла 100→1050 и 1100 °C температура T<sub>н.пл</sub> = 970 °C и T<sub>max</sub>-T<sub>н.пл</sub> составляет ~ 100–150 °C, к тому же вблизи T<sub>max</sub>, а у [111] – много меньше, T<sub>н.пл</sub> = 330 °C и диапазон T<sub>max</sub>-T<sub>н.пл</sub> оказывается очень растянутым, достигая 700 °C. Это, конечно, очень разные условия формирования субструктуры в ходе пластической деформации и не могут не отражаться на долговечности. Параметры T<sub>н.пл</sub>, T<sub>max</sub>-T<sub>н.пл</sub> и T<sub>н.пл</sub>-T<sub>min</sub> следует иметь в виду, планируя условия термоциклических испытаний.

Авторы выражают свою признательность О. А. Базылевой и Н. Г. Бычкову за предоставленную информацию.

### Заключение

1. Анализ с помощью ТЦ-карт развития деформации в полуциклах испытаний монокристаллов сплава ВКНА-1А по режимам 100→850, 1050 и 1100 °C показал, что в условиях полного стеснения свободной термической деформации ε<sub>0</sub> в пределах термических полуциклов должна происходить пластическая деформация ε<sub>пл</sub>.

2. Наличие пластической деформации  $\epsilon_{пл}$  в цикле не дает возможности делать какие-либо выводы о зависимости долговечности  $N$  от размаха максимальных напряжений в цикле, в связи с тем, что известна ее зависимость от  $\epsilon_{пл}$ , принцип Коффина, а разделить эффекты не представляется возможным.

Однако исключать возможность влияния напряжений, развивающихся в материале в процессе упругой и пластической деформации в ходе изменения температуры, на долговечность нет оснований, поскольку оно может проявляться на завершающей стадии разрушения в зарождении и развитии трещин.

#### Список литературы

1. Экспериментальная оценка кристаллографической анизотропии термической усталости монокристаллов сплава на основе  $Ni_3Al$  для высокотемпературных деталей АГТД / [Голубовский Е. Р., Бычков Н. Г., Хамидуллин А. Ш., Базылева О. А.] // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 244–248.
2. Третьяченко Г. Н. Разрушение материалов при циклических нагревах / Третьяченко Г. Н., Карпинос Б. С., Барило В. Г. – К. : Наукова думка 1993. – 288 с.
3. Тихомирова Е. А. Метод анализа развития деформации материалов в термоциклических испытаниях с помощью ТЦ-карт / Тихомирова Е. А., Сидохин Е. Ф. // Авиационная промышленность. – 2014. – № 4. – С. 51–55.
4. Дульнев Р. А. Термическая усталость металлов // Дульнев Р. А., Котов П. И. – М. : Машиностроение, 1980. – 200 с.
5. Coffin L. F. A Study of Cyclic-thermal Stress in Ductile Metal / Coffin L.F. // Transaction of the ASME, 1954. – Vol. 76. – P. 931–950.
6. Серенсен С. В. Об оценке сопротивления термической усталости по методу варьируемой жесткости нагружения / Серенсен С. В., Котов П. И. // Заводская лаборатория, 1962. – Т. 28, № 10. – С. 1233–1238.
7. Тихомирова Е. А. О термоциклических испытаниях по методу варьируемой жесткости нагружения // [Тихомирова Е.А., Азизов Т.Н., Сидохин Ф.А., Сидохин Е.Ф.]. – Материаловедение, 2014. – № 7. – С. 13–16.
8. Ориентационная зависимость термической усталости монокристаллов никелевого сплава / [Дульнев Р.А., Светлов И.Л., Бычков Н.Г. и др.] // Проблемы прочности, 1988. – № 11. – С. 3–9.
9. Орлов А. Н. Введение в теорию дефектов в кристаллах / Орлов А. Н. – М. : Высшая школа, 1983. – 144 с.

Поступила в редакцию 14.01.2015

#### Тихомирова О.О., Сідохін Є.Ф. Про «експериментальну оцінку кристаллографічної анізотропії термічної втоми»

*Розглянуто результати і висновки, представлені в статті «Експериментальна оцінка кристаллографічної анізотропії термічної втоми ...» [1]. За допомогою ТЦ-карт, що відображають динаміку розвитку деформації в термічному циклі, показано, що при термоциклических випробуваннях монокристалів жароміцного сплаву ВКНА-1В в напівциклах нагрівання та охолодження присутня пластична деформація. Оскільки результати дослідження не дають можливості розділити ефекти впливу пластичної деформації й розмаху напружень на довговічність, висновки статті про залежність довговічності від напружень не можна визнати обґрунтованими.*

**Ключові слова:** термічна втома, стискання, напруга, деформація.

#### Tikhomirova E., Sidokhin E. About «the experimental estimation of thermal fatigue crystallographic anisotropy»

*Results and conclusions, which are presented in article named «The experimental estimation of thermal fatigue crystallographic anisotropy» [1], are considered by mean TC-maps, which show the deformation development at thermal cycles. It is shown that some plastic deformation is developed at half-cycles of VKNA-1V alloy thermal-cyclic tests. Because the test results did not allow separate plastic deformation and stresses effects on the material lifetime we can not to agree with stress-lifetime dependence existence.*

**Key words:** thermal fatigue, constrain, stresses, plastic deformation.

УДК 539.43

**Канд. техн. наук В. О. Савченко<sup>1</sup>, канд. техн. наук І. М. Андрейко<sup>2</sup>,  
В. В. Кулик<sup>2</sup>, д-р техн. наук О. П. Осташ<sup>2</sup>, д-р техн. наук І. П. Волчок<sup>1</sup>**

<sup>1</sup>Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя

<sup>2</sup>Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, м. Львів

## ОПТИМІЗАЦІЯ ХІМІЧНОГО СКЛАДУ ГРАФІТИЗОВАНИХ СТАЛЕЙ ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ

*Вивчено вплив вмісту вуглецю та кремнію у литих і термооброблених графітизованих сталях (ГС) на характеристики міцності, пластичності та циклічної тріщиностійкості. Показано залежність мікроструктури ГС від об'ємної частки структурних складових металевої основи. Встановлено, що із збільшенням міцності і зменшенням пластичності циклічна тріщиностійкість змінюється неоднорідно і є оптимальною при  $\sigma_B = 700$  МПа для ГС, що містить 0,81%С і 1,23% Si.*

**Ключові слова:** графітизовані сталі, графітові включення, міцність, втомне руйнування, циклічна тріщиностійкість.

### Вступ

Особливістю графітизованих сталей (ГС) є графітові включення в їх структурі, що надає їм, з одного боку, специфічні властивості чавуну: високу рідкотекучість і демпфуючу здатність, низьку чутливість до концентраторів напружень, хорошу оброблюваність різанням та ін., а з іншого, властивості, що притаманні вуглецевим і низьколегованим сталям: високі міцність, пластичність та ударну в'язкість.

Для більшості ГС, що використовуються у промисловості, вміст вуглецю є, доволі, високим 1,25...1,6%, що пов'язано зі зменшенням тривалості графітизаційного відпалу [1–6]. Відомо, що залежність між вмістом вуглецю і механічними властивостями є зворотно-пропорційна. Тому зниження вмісту вуглецю у ГС та виключення з технологічного процесу довготривалого графітизаційного відпалу підвищить конкурентоздатність їх серед конструкційних матеріалів. Останнє завдання для підвищеного вмісту вуглецю (1,6; 1,3...1,33 і 1,38...1,40%) вирішується шляхом легування ГС алюмінієм і міддю [1, 2] чи комплексно марганцем, хромом, нікелем і молібденом [3]. Для усунення довготривалого відпалу також застосовується модифікування розплаву у ковші феросиліцієм (ФС75) для ГС з вмістом вуглецю 1,6...1,8% і 1,45...1,65% [7–9], що формує включення графіту глобулярної і вермикулярної форм у перлітній і перлітно-феритній основах, відповідно і забезпечує таким ГС поєднання високої міцності (600 МПа) та циклічної в'язкості руйнування (58 МПа  $\sqrt{M}$ ).

Також показана можливість отримання ГС без проведення довготривалого графітизуючого відпалу для ГС з пониженим вмістом вуглецю (0,61,2 %) застосовуючи модифікування у ковші

феросиліцієм (ФС65) і алюмінієм (А99) [9]. Міцність таких ГС є на рівні 600860 МПа залежно від комбінації таких хімічних елементів як вуглець і кремній. Даних про циклічну в'язкість руйнування нелегованих ГС з низьким вмістом в них вуглецю і кремнію у літературі відсутні.

Мета роботи – пошук оптимального вмісту вуглецю (0,6...1,0%) за легування кремнієм (1,2 і 1,6%) для підвищення характеристик міцності та циклічної тріщиностійкості ГС.

### Матеріал і методика випробувань

Виплавляли ГС у 60-кілограмовій індукційній печі з основним футеруванням. Легування марганцем здійснювали присадкою в піч феромарганцю марки ФМн-78 (ДСТУ 3547-97). Модифікування проводили присадкуванням у ківш подрібнених феросиліцію ФС-65 (ДСТУ 4127-2002) та алюмінію марки А99 (ГОСТ 11069-74) перед заливанням рідкого металу. Лиття металу проводили у сухі піщано-глинисті ливарні форми. Отримували виливки товщиною 10 мм, їх хімічний склад наступний (мас. %): 0,61...1,04С; 1,19...1,59%Si; 0,32...0,37%Mn; 0,12...0,17%Al; 0,008...0,014%S і 0,016...0,025%P. Термічне оброблення зразків проводили в електричних печах опору з ніхромовими нагрівачами і автоматичним регулюванням температури. Контроль вмісту вуглецю та інших елементів здійснювали на іскровому спектрометрі «SPECTROLAB» з точністю  $\pm 0,0001$  мас.%. Сфероїдизує відпалювання на зернистий перліт проводили ступінчасто: нагрівання до 760 °С, витримування 2 години, охолодження до 680 °С, витримування 6 годин до повної сфероїдизації перліту з подальшим охолодженням у пічці.

Короткочасну міцність і пластичність визначали на п'ятикратних циліндричних зразках з діаметром 5 мм, а циклічну тріщиностійкість – на дискових компактних зразках з крайовою тріщиною (базовий розмір  $W = 40$  мм, товщина  $t = 10$  мм) за частоти 10...15 Гц і коефіцієнта асиметрії  $R = 0,05$  циклу навантаження у повітрі при 20 °С. Довжину втомної тріщини виміряли катетометром КМ-6 з 25-кратним збільшенням у момент, коли її вершина була в матриці. Залежності швидкості росту втомної тріщини  $V = da/dN$  від розмаху коефіцієнта інтенсивності напружень  $DK$  будували за відомою методикою [10], характеристиками циклічної тріщиностійкості (ЦТ) матеріалів вибрано величини  $\Delta K_{th} = \Delta K_{10^{-10}}$  – в низько-,  $\Delta K_{fc} = \Delta K_{10^{-5}}$  – у високо- та  $\Delta K^*$  і у середньоамплітудній ділянках діаграми – розмахи коефіцієнта інтенсивності напружень за швидкості поширення тріщини, рівної  $10^{-10}$ ,  $10^{-5}$  та  $10^{-7}$  м/цикл і  $n$  – показник ступеня рівняння Періса відповідно. Структуру металевої основи визначали на травлених у 3–5% розчині азотної кислоти шліфах. Кількісний фазовий аналіз (об'єм графітової фази  $V_r$ ) ГС проводили з використанням програми ZAF4/FLS на енергодисперсійному мікроаналізаторі «LINK-860/500» точковим методом. Металографічний аналіз проводили на мікроскопах МИМ07, МИМ-8 та ЕРҮТІР 2 за збільшень 100...500 раз. Мікрофрактографічні дослідження втомних зламів зразків здійснювали на сканівному електронному мікроскопі «Сатебах».

### Результати досліджень та їх обговорення

Мікроструктурним аналізом встановлено, що внаслідок графітизуючої дії кремнію і алюмінію після оброблення алюмінієм і феросиліцієм ГС у литому стані утворюється графітна фаза (1%) уже за вмісту вуглецю 0,61% (табл. 1).

Структурно вільний цементит для досліджуваних ГС у кількості до 4% формується тільки у заевтектоїдних сталях (варіант 4). Зі зростанням вмісту вуглецю зменшується кількість включень

графіту на одиницю площі при тому, що його об'ємна частка залишається сталою (1%) (табл. 1, рис. 1), що дещо сприяє укрупненню графітових включень. Металева основа ГС є виключно перлітною за варіантами 2, 3, 4 та перлітно-феритною за варіантом 1, з формуванням пластинчастого перліту (табл. 1).

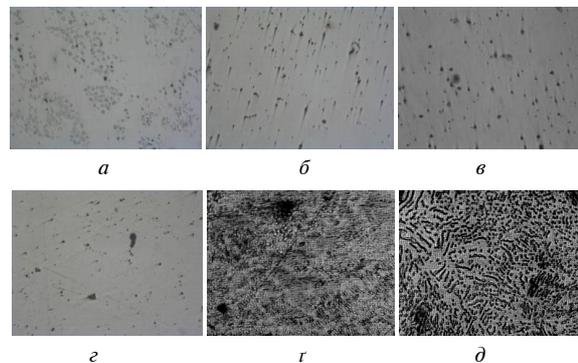


Рис. 1. Мікроструктура графітизованих сталей за варіантами 1 (а, r), 2 (б), 3 (в) і 4 (z, d) × 200: а, б, в і z – нетравлені шліфи

Після сфероїдизуючого відпалу отримуємо зернистий перліт (рис. 1 r, d). Результати металографічного аналізу показали достатньо повну трансформацію пластинчастого перліту. Такі мікроструктурні зміни відображаються на механічних характеристиках досліджуваних ГС (табл. 2).

Залежність між міцністю досліджуваних сталей і вмістом вуглецю є неоднозначною, має максимум у вершині за вмісту вуглецю 0,81% (рис. 2, a). Зростання вмісту кремнію з 1,23% до 1,59% за даного вмісту вуглецю незначно підвищує міцність ГС (3,6%).

Після сфероїдизуючого відпалу залежність між вмістом вуглецю і міцністю стає практично лінійною, але при цьому вона знижується на 14...16% за вмісту вуглецю 0,61 і 0,81% і практично не змінюється за вмісту вуглецю 1,04%. Пластичність досліджуваних ГС поводить себе обернено до міцності, зокрема у литому стані залежність між відносним видовженням і вмістом вуглецю є практично

Таблиця 1 – Вплив вмісту вуглецю і кремнію на структуру ГС

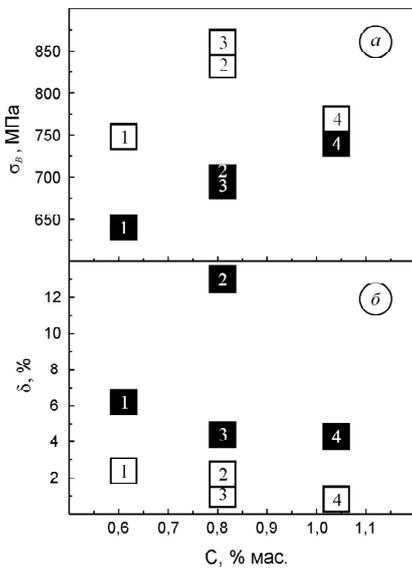
Варіант сталі	Вміст елементів, мас. %		Об'ємна частка структурних складових металевої основи, %				Параметри графітової фази	
	C	Si	ферит	перліт	цементит	графіт	$\lambda_r$	n, мм <sup>-1</sup>
1	0,61	1,19	14	85	н.в.	1	1,0	228
2	0,81	1,23	н.в.	99	н.в.	1	1,1	140
3		1,59	н.в.	99	н.в.	1	1,0	135
4	1,04	1,20	н.в.	95	4	1	1,1	110

Примітка: н.в. – не виявлено.

лінійна, тоді як після сфероїдизаційного відпалу має максимум за вмісту вуглецю 0,81% (варіант 2). При цьому суттєво, порівняно з литим станом зростає відносне видовження – у 5,9 рази (рис. 2, табл. 2). Підвищення вмісту кремнію до 1,59% (варіант 3), знижує відносне видовження практично утричі. Зростання відносного видовження після сфероїдизуючого відпалу проти литого стану за вмісту вуглецю 0,61 і 1,04% також значне – у 2,6 і 5,4 рази, відповідно. Такі суттєві зростання відносного видовження після проведення сфероїдизуючого відпалу пов'язані, у першу чергу, з низькими його значеннями у литому стані.

**Таблиця 2** – Механічні характеристики графітізованих сталей

Варіант сталі	Механічні властивості			
	у литому стані		після сфероїдизуючого відпалу	
	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %	$\sigma_B$ , МПа	$\delta$ , %
1	748	2,4	640	6,2
2	830	2,2	700	13
3	860	1,1	690	4,4
4	760	0,8	740	4,3

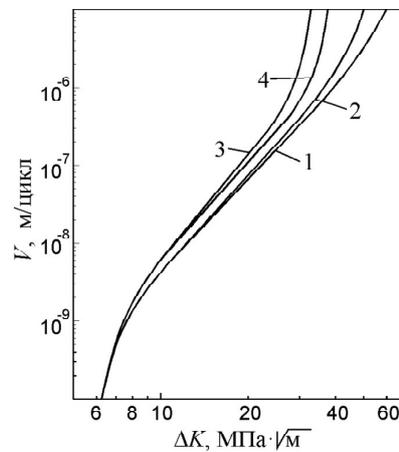


**Рис. 2.** Зміна границі міцності  $\sigma_B$  (а) та відносного видовження  $\delta$  (б) від вмісту вуглецю в досліджуваних графітізованих сталях (номери квадратів відповідають варіантам сталей у табл. 1–3) в литому стані (□) та після сфероїдизуючого відпалу (■)

Досліджувані ГС не є структурно чутливі за пороговою циклічною тріщиностійкістю ( $\Delta K_{th}$ ), що характерно для чавунів та графітізованих сталей [1–3, 11]. Значна структурна чутливість спостерігається у високоамплітудній ділянці (табл. 3 та рис. 3) свідченням чого є доволі широкий діапа-

зон значень критичної тріщиностійкості  $\Delta K_{fc}$  (32...60 МПа· $\sqrt{м}$ ).

Вищі значення циклічної в'язкості руйнування 58 і 60 МПа відповідають ГС з вмістом вуглецю 0,61 і 0,81% (варіанти 1, 2), відповідно. Легування 1,59% кремнієм ГС (варіант 3) негативно позначається на циклічній в'язкості руйнування, вона є найнижчою (32 МПа) серед досліджуваних ГС (рис. 3, табл. 3). Практично аналогічний результат отримуємо, коли за вмісту кремнію 1,20% підвищити вміст вуглецю до 1,04% (варіант 4), циклічна в'язкість руйнування таких ГС тоді становить 35 МПа. Проте цей рівень є доволі високим, зокрема сумірним зі значеннями  $\Delta K_{fc}$  для широкоживаних алюмінієвих сплавів [12].



**Рис. 3.** Діаграми швидкостей росту втомної макротріщини у відпалених графітізованих сталях (номери кривих відповідають варіантам сталей у табл. 1–3)

**Таблиця 3** – Характеристики циклічної тріщиностійкості відпалених графітізованих сталей

Варіант сталі	$\Delta K_{th}$ , МПа· $\sqrt{м}$	$\Delta K_{fc}$ , МПа· $\sqrt{м}$	$\Delta K^*$ , МПа· $\sqrt{м}$	$n$
1	6,2	60	21,8	3,91
2	6,2	50	21,0	4,06
3	6,2	32	18,6	4,61
4	6,2	35	19,8	4,14

Залежність циклічної в'язкості руйнування від міцності (діаграма конструкційної міцності) для досліджених сталей показує, що вони не поступаються ГС з підвищеним вмістом вуглецю після різного легування [1–3], а за варіантом 2 випереджає їх і є оптимальною – наближається до правого верхнього кута діаграми конструкційної міцності. Таким чином, створення ГС з низьким вмістом вуглецю (0,6...0,8%) окреслюють перспективи їх подальшої оптимізації (рис. 4).

Механізм втомного руйнування досліджуваних ГС доволі енергоємний, про що свідчать окремі області з втомними борозенками і значна кількість ділянок з деформаційними гребенями у зламах для низько- і на початку середньоамплітудних ділянок ( $\nu$ - $\Delta K$ ) кривих (рис. 5 а, б), що характерно для руйнування пластичних матеріалів [9].

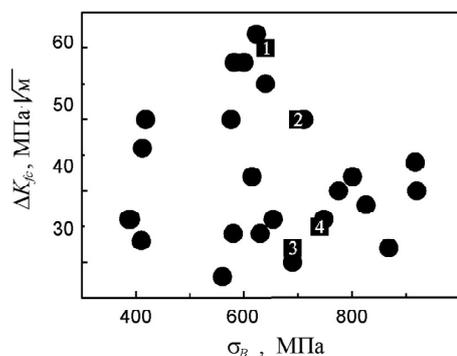


Рис. 4. Залежність циклічної в'язкості руйнування  $\Delta K_{fc}$  від міцності  $\sigma_B$  графітизованих сталей: ■ – досліджені ГС (номери сплавів відповідають варіантам сталей за табл. 3); ● – літературні дані [1–3]

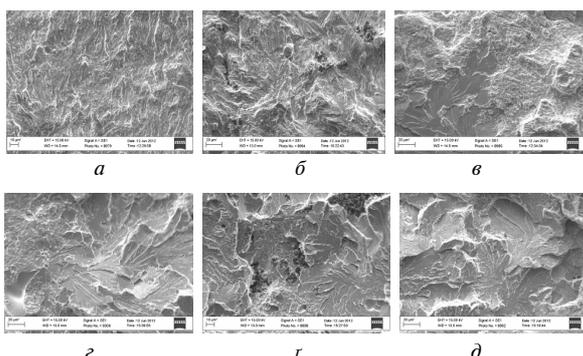


Рис. 5. Мікрофрактограми зразків графітизованих сталей за варіантами 1 (а, в), 2 (з), 3 (б, г), 4 (д): а, б –  $V = 10^{-8}$  м/цикл; в, з, г, д –  $V = 5 \cdot 10^{-7}$  м/цикл

У високоамплітудних ділянках ( $\nu$ - $\Delta K$ ) кривих досліджуваних ГС характер руйнування змінюється, з'являються ділянки відкольного череззеренного механізму росту втомної тріщини, проте для ГС з низьким вмістом вуглецю і кремнію (варіанти 1, 2) відкольні ділянки чергуються з ділянками з в'язким механізмом руйнування (рис. 5 в, з). За високого вмісту вуглецю і кремнію (варіанти 3, 4) на діаграмі конструкційної міцності появляється ділянка, де рівень критичної тріщиностійкості різко знижується (рис. 4). Мікрофрактографічний аналіз показує, що руйнування таких ГС супроводжується появою відкольного череззеренного механізму росту втомної тріщини по всій поверхні зламу (рис. 5 г, д). Проте, наявність деформаційних гребенів, які ооконтурюють скольні фасетки, пояснює ще достатньо високу цикліч-

ну тріщиностійкість цих ГС. Цьому сприяє також вже відзначений раніше [13] енергоємний механізм руйнування графітової фаз, що проявляється для досліджуваних ГС з високим вмістом вуглецю і кремнію (варіанти 3, 4) (рис. 5 б, г). Видно, що деформаційні гребені часто локалізуються на границі між фазами металевої основи і графітових включень. За низького вмісту вуглецю графітові включення у зламах відсутні.

### Висновок

Підсумовуючи, можна стверджувати, що за характеристиками міцності та циклічної в'язкості руйнування оптимальною є ГС з вмістом вуглецю 0,81% і кремнію 1,23% за варіантом 2. Потреба надійного використання ГС з високими показниками міцності (більше 700 МПа) вимагає подальших досліджень, спрямованих на підвищення їх циклічної тріщиностійкості.

### Список літератури

1. Підвищення циклічної тріщиностійкості графітизованих сталей / [О. П. Осташ, І. М. Андрейко, І. П. Волчок та ін.] // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2002. – № 6. – С. 7–12.
2. Вплив міді на циклічну тріщиностійкість і термостійкість графітизованих сталей / [І. М. Андрейко, І. П. Волчок, О. П. Осташ та ін.] // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2004. – № 3. – С. 109–112.
3. Андрейко І. М. Вплив легування на міцність та циклічну тріщиностійкість графітизованих сталей / І. М. Андрейко, В. В. Кулик, О. П. Осташ // Машинознавство. – 2007. – № 9. – С. 44–47.
4. Коровина Г. В. Литая графитизированная сталь./ Коровина Г. В. – Свердловськ : Машгиз, 1959. – 39 с.
5. Акимов И. В. Повышение физико-механических свойств графитизированных сталей: автореф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.01 «Материаловедение». – Запорожье, 2004. – 26 с.
6. Яковлев А. Ю. Повышение термостойкости графитизированной стали для изложниц центробежного литья : автореф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.02.01 «Материаловедение» / Яковлев А. Ю. – Запорожье, 2008. – 25 с.
7. Кимстач Г. М. О модифицировании низкокремнистых графитизируемых Fe-C-сплавов / Кимстач Г. М. // Литейное производство. – 1992. – № 8. – 5 с.
8. Влияние модифицирования ферросилицием, силикобарием и силикокальцием на структурообразование литой графитизированной стали / [В. Б. Бубликов, Д. С. Козак, Л. А. Зеленая и др.] // Процессы литья. – №4. – 2003. – С. 29–35.

9. Савченко В. О. Оптимізація хімічного складу та технології модифікування графітованих сталей з метою підвищення механічних та службових властивостей: автореф. дисер. на здобуття учен. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.16.01 «Металознавство та термічна обробка». – Запоріжжя, 2011. – 22 с.
10. Механика разрушения и прочность материалов : Справ. пос. : в 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. – К. : Наук. думка, 1988–1990. – Т. 4 : Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов / [О. Н. Романив, С. Я. Ярема, Г. Н. Никифорчин и др.] – 1990. – 680 с.
11. Структура та опір руйнуванню залізовуглецевих сплавів / [О. П. Осташ, І. П. Волчок, О. Б. Колотілкін та ін.] – Львів : Національна академія наук України. Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка, 2001. – 272 с.
12. Низкотемпературная циклическая трещиностойкость высокопрочных алюминиевых сплавов на стадиях зарождения и роста трещины / [О. П. Осташ, Е. М. Костык, В. Г. Кудряшов и др.] // Физ.- хим. механика материалов. – 1990. – № 3. – С. 40–49.
13. Андрейко І. М. Про механізм втомного руйнування чавунів і графітованих сталей / Андрейко І. М. // Физ.- хим. механика материалов. – 2003. – №1. – С. 111–112.

Поступила в редакцию 18.05.2015

**Савченко В.А., Андрейко И.М., Кулик В.В., Осташ О.П., Волчок И.П. Оптимизация химического состава графитизированных сталей для повышения свойств**

*Изучено влияние содержания углерода и кремния в литых и термообработанных графитизированных сталях (ГС) на характеристики прочности, пластичности и циклической трещиностойкости. Показано зависимость микроструктуры ГС от объемной части структурных составляющих металлической основы. Установлено, что с увеличением прочности и увеличением пластичности циклическая трещиностойкость изменяется неоднородно и имеет оптимум при  $s_B = 700$  МПа для ГС с содержанием 0,81%С и 1,23% Si.*

**Ключевые слова:** графитизированные стали, графитовые включения, прочность, усталостное разрушение, циклическая трещиностойкость.

**Savchenko V., Andreiko I., Kulyk V., Ostash O., Volchok I. Optimization of graphitized steels chemical composition for increasing of properties**

*The influence of carbon and silicon in cast and heat-treated graphitized steels (GS) on characteristics of strength, plasticity and fatigue crack growth resistance is studied. The dependence of GS microstructure on the volume part of structural compounds of metal matrix is estimated. It is established that with the increase of ultimate strength and the decrease of plasticity the fatigue crack growth resistance of GS changes heterogeneously and is optimum at  $s_{UTS} = 700$  MPa for GS containing 0.81 %C and 1.23%Si.*

**Key words:** graphitized steel, graphite inclusions, strength, fatigue, cyclic crack resistance.

УДК 620.18.620.17:669.245.781.296

Канд. тех. наук О. О. Педаш<sup>1</sup>, канд. тех. наук Г. А. Бялік<sup>2</sup>,  
д-р техн. наук Е. І. Цивірко<sup>2</sup>

<sup>1</sup>АТ «Мотор Січ», <sup>2</sup>Запорізький національний технічний університет; м. Запоріжжя

## ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ КЕРАМІЧНОЇ ЛИВАРНОЇ ФОРМИ АЛЮМІНАТОМ КОБАЛЬТУ

*Досліджено вплив поверхневого модифікування алюмінатом кобальту ( $CoAl_2O_4$ ) на структуру та властивості жароміцного нікелевого сплаву ЖСЗЛС-В, залитого в ливарну форму з різних температур. Встановлено, що більш ефективно подрібнення структури та підвищення властивостей забезпечувалися при заливанні розплаву з температур 1500...1550 °С. Показано, що подрібнення структури сплаву при використанні алюмінату кобальту відбувається за механізмом застосування мікрохолодильників.*

**Ключові слова:** жароміцний нікелевий сплав, модифікування, алюмінат кобальту, структура.

### Вступ

Раніше було показано [1], що застосування алюмінату кобальту ( $CoAl_2O_4$ ) як поверхневого модифікатора для жароміцного сплаву ЖС6У покращило макро- й мікроструктуру виливків, їх тривалу міцність на 30...40%. При цьому зазначалося [1], що на позитивний вплив алюмінату кобальту помітно вплинули його кількість на робочій поверхні ливарної форми й гранулометричний склад, швидкість заповнення ливарної форми розплавом, тривалість витримки залитої форми у робочому вакуумі плавильної печі.

Випробування [2] у промислових умовах алюмінату кобальту, нанесеного на робочу поверхню керамічних електрокорундових форм, для отримання авіаційного литва з нікелевих жароміцних сплавів у цілому підтвердило покращення структури й властивостей металу. В той же час спостерігалися окремі випадки відсутності впливу алюмінату кобальту, що викликало необхідність провести додаткові випробування по впливу алюмінату кобальту при зміні окремих технологічних факторів, зокрема температури розплаву, що заливається у ливарну форму.

**Мета роботи** – вивчити вплив температури заливання сплавом ЖСЗЛС-ВІ керамічних форм з алюмінатом кобальту на структуру та властивості металу.

### Методика проведення досліджень

Алюмінат кобальту виготовляли високотемпературним спіканням (1250 °С, 5 год, піч ППГ-3) добре перемішаних порошоків окису кобальту (40%, мас.) та електрокорунду М10 (60%, мас.). Синтезована композиція темно-синього кольору подрібнювалася для отримання порошку з питомою поверхнею 5500 см<sup>2</sup>/г. Для нанесення на модельний блок виготовлялася на водному

кремнезольному зв'язувальному суспензії (співвідношення рідкої та твердої фази було 1:4), куди засипали по черзі порошки (% мас.) алюмінату кобальту (5...6%); електрокорунду М5 (25%); М60 (30%); М40 (45%). Суміш перемішувалася протягом 24 годин для отримання робочої в'язкості 70...75 с за ОСТ1.51896-82 (віскозиметр ВЗ-4). Отримані керамічні форми проходили термічну обробку в прохідній газовій печі при температурі 950...1000 °С протягом 8 годин.

Шихтову заготовку жароміцного нікелевого сплаву ЖСЗЛС-ВІ вагою 8 кг розплавляли на установці УППФ-3М та при залишковому тиску в печі 0,665 Па заливали у підігріті до 950±10 °С керамічні форми розплавом при температурах 1500±10 °С, 1550±10 °С, 1600±10 °С, 1650±10 °С.

З робочої поверхні форм з алюмінатом кобальту (після зміцнення при температурі 1050 °С та вибивання виливків) гостро заточеною титановою скребачкою зіскоблювали не менш 0,1 г робочого шару кераміки та розміщували на підкладку з фторопласту. Магнітним щупом (гостро заточений полюсний кінцевик та постійний магніт) видаляли дрібні металеві часточки з отриманих порошоків. Фрагменти керамічних форм вивчали під мікроскопом МБС-10, а характерні ділянки досліджували за фотографіями.

Зразки сплаву ЖСЗЛС-ВІ проходили термічну обробку (нагрівання 1190±10 °С, витримка 4 години, охолодження – на повітрі), випробовувалися на установці Р-5 (тимчасовий опір при кімнатній температурі) та ДСТ-500 (тривала міцність зразків з діаметром робочої зони 5 мм при температурі 950 °С та напруженні 120 МПа).

Макроструктуру вивчали на ударних зразках та макротемплетях після хімічного травлення

(реактив складу 80% $\text{HCl}$  та 20% $\text{H}_2\text{O}_2$ ) за допомогою мікроскопу МБС-9.

Дендритну структуру вивчали на литих зразках металографічним методом на мікроскопі МІМ-8 при збільшеннях до  $\times 500$ . Форму та розміри макрозерна досліджували на бінокулярному мікроскопі МБС-9 при збільшенні  $\times 4$ .

Мікроструктуру сплаву вивчали методами якісної та кількісної (метод «Л» и «П» ГОСТ 1778-70) металографії на нетравлених та після електролітичного травлення (реактив Р18: 10 г лимонної кислоти, 10 г сірчанокислого амонію та 1200 мл води) шліфах.

### Результати досліджень та їх обговорення

Хімічний склад сплаву ЖСЗЛС-ВІ всіх дослідних варіантів (% мас): (0,7–0,8)С; (15,6–16,3)Cr; (4,6–4,7)Co; (4,40–4,46)Mo; (4,06–4,15)W; (2,48–2,60)Al; (2,40–2,46)Ti відповідав вимогам ОСТ1.90127-85.

Металографічні дослідження робочого шару ливарної форми з алюмінатом кобальту показали, що після зміцнення при температурі 1050 °С на голубому поверхневому фоні спостерігалися розгалуджені ділянки з темнуватим відтінком (рис. 1, а). Зіскоблений порошок був світлого кольору з характерним блиском, а окремі ділянки мали світлокоричневий відтінок (рис. 1, в).

На робочій поверхні ливарної форми після контакту з розплавом, що був залитий при температурі 1550 °С, спостерігалися відносно крупні включення темного кольору (рис. 1, б). Зіскоблений порошок складався в основному з часток світлокоричневого та жовтого кольору з вкрапленнями часток голубого кольору (рис. 1, з).

Магнітним шупом з порошку, що був зіскоблений з робочої поверхні форми після зміцнення її при 1050 °С магнітних часток не виявили

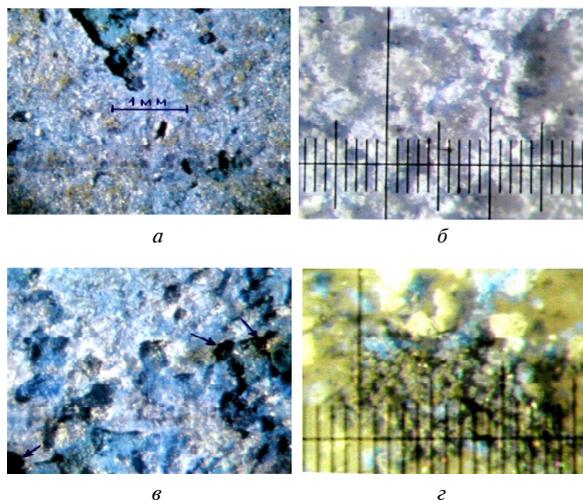


Рис. 1. Структура поверхні (а, б) та зіскобленого порошку (в, з) ливарної форми з алюмінатом кобальту після зміцнення при температурі 1050°С (а, в) та взаємодії розплаву ЖСЗЛС-ВІ при 1550 °С (б, з),  $\times 15$

(рис. 2, а). Після контакту форми з розплавом, що був залитий при температурі 1550 °С, з зіскобленого порошку магнітним шупом видали велику кількість магнітних часток темного кольору та менше – крупних часток ярко жовтого кольору (рис. 2, б), котрі ідентифікували як краплі затверділого кобальту [3]. В порошках з робочої поверхні форми, що були залиті металом з температурами 1600 °С та 1650 °С, магнітних часток не виявили.

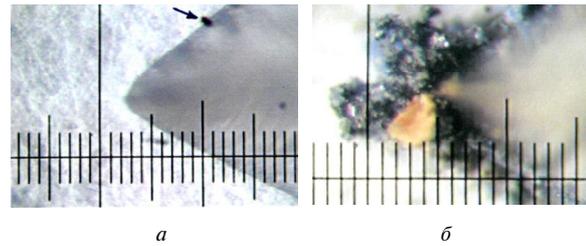


Рис. 2. Магнітний шуп після видалення із зіскобленого порошку: а – зміцнення керамічної форми при температурі 1050 °С; б – після контакту з розплавом при 1550 °С

При дослідженні макроструктури ударних зразків ( $\square 10$  мм) було встановлено, що серед варіантів, що розглядаються, мінімальний розмір макрозерна був при заливанні сплаву з 1500°С (рис. 3, а, табл. 1). З ростом температури заливання сплаву, особливо з 1600 °С й вище, помітно збільшувався розмір макрозерна (рис. 3, в, з, табл. 1).

Дослідження дендритної мікроструктури сплаву на поверхні та в центрі зразку показало, що величина дендритної комірки, яка утворена осями дендритів другого порядку, збільшувалась з ростом температури розплаву та від периферії до центру зразка (табл. 1).

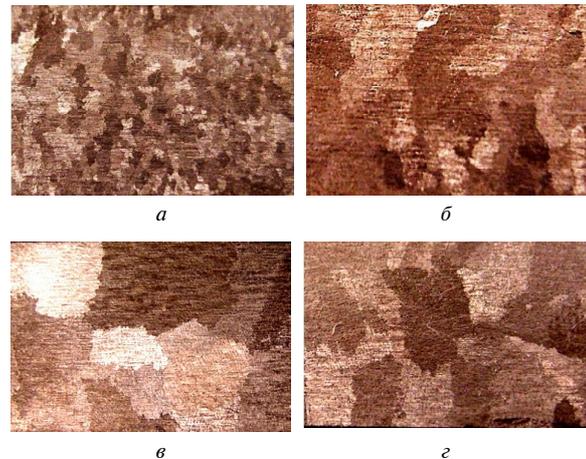


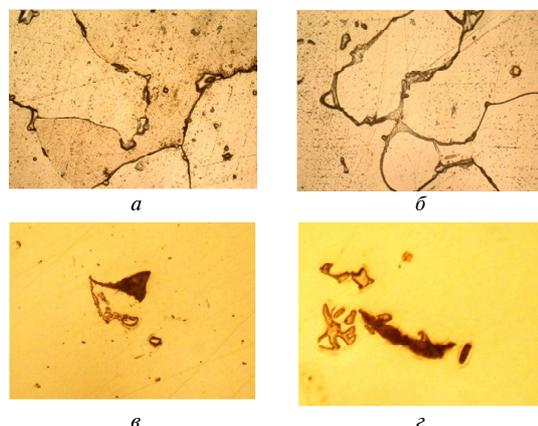
Рис. 3. Макроструктура ударних зразків сплаву ЖСЗЛС-ВІ з поверхневим модифікуванням,  $\times 4$ : а – 1500 °С; б – 1550 °С; в – 1600°С; з – 1650 °С

**Таблиця 1** – Параметри макро- й мікроструктури та властивості зразків (□ 10 мм) зі сплаву ЖСЗЛС-ВІ з поверхневим модифікуванням алюмінатом кобальту

Температура заливання, °С	Величина макрозерна, мм	Відстань між осями дендритів другого порядку (периферія/центр), мкм	Карбід		Карбонітриди		Механічні властивості (середні) при 20°С				Середній час до руйнування при T = 950°С й $\Sigma = 120$ МПа, $\tau_p$ , год
			$I \times 10^{-4}$	$\bar{d}$ , мкм	%об. $\times 10^{-5}$	$\bar{d}$ , мкм	$\sigma_{sp}$ МПа	$\delta$ , %	$\Psi$ , %	КСУ, Дж/см <sup>2</sup>	
1500	0,53	20,0/45,0	436,8	5,25	3026	2,66	900	14,0	22,1	59,0	119
1550	0,99	30,0/57,5	435,2	5,55	3495	2,54	867	13,0	22,8	50,0	134
1600	1,75	57,5/75,0	439,6	5,97	3014	4,76	867	15,0	18,8	42,5	107
1650	1,64	65,0/65,0	348,8	6,58	7159	5,79	843	12,0	18,2	54,0	91

При заливанні розплаву з температури 1650 °С розмір дендритної комірки на периферії та в центрі зразка був однаковим (табл. 1), що говорить про перевагу об'ємної кристалізації з утворенням рівноосних мікрозерен. З підвищенням температури розплаву, що заливається в форму, відбувалося збільшення ширини меж мікрозерен (рис. 4, а, б) та розмірів мікропор (рис. 4, в, г).

В мікроструктурі термообробленого сплаву ЖСЗЛС-ВІ були присутні карбіди та карбонітриди, що розташовувалися по межах та в середині мікрозерен (рис. 4). З підвищенням температури розплаву середні розміри карбідів збільшувалися, а їх кількість (індекс забрудненості І) зменшувалась (табл. 1). В той же час збільшувалися розміри та вміст (об'ємний %) карбонітридів (табл. 1).



**Рис. 4.** Мікроструктура сплаву ЖСЗЛС-ВІ після поверхневого модифікування (а, б), усадкові пори (в, г),  $\times 100$ : а, в – 1500 °С; б, г – 1600 °С

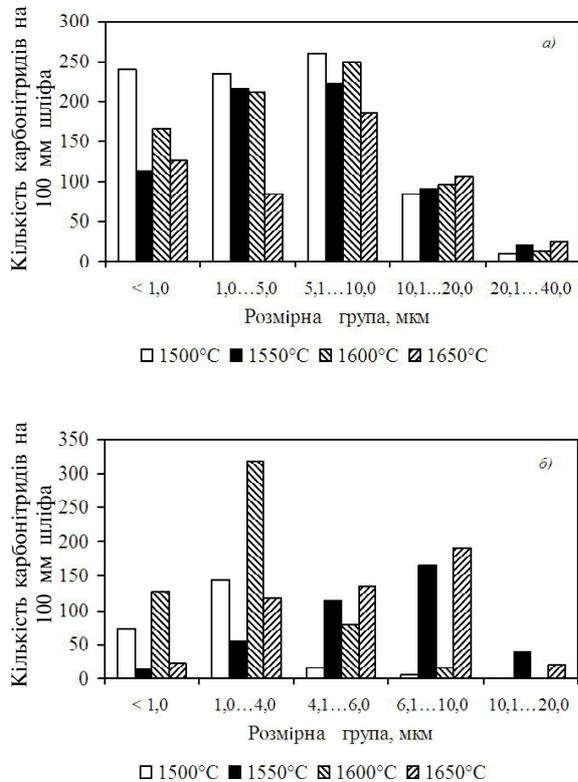
Вивчення розподілення карбідів та карбонітридів за розмірними групами показало, що з підвищенням температури розплаву, що заливається у форму, в структурі помітно зменшилася кількість карбідів, але підвищилася доля карбідів більших розмірів (рис. 5, а). Так при температурі розплаву 1650 °С приблизно 50% карбідів мали розміри 5,1...20,0 мкм.

Порівняно з карбідами в структурі сплаву карбонітриди зустрічалися рідше. З підвищенням температури розплаву, що заливається у форму, кількість карбонітридів збільшувалась (рис. 5, б) та росла частка включень більших розмірів.

Механічні випробування металу дослідних варіантів, а також випробування на тривалу міцність показали, що кращі показники міцності та пластичності, а також тривала міцність були отримані при температурі розплаву 1500...1550 °С.

Отримані дані по впливу алюмінату кобальту на структуру та механічні властивості сплаву ЖСЗЛС-ВІ, що був залитий у ливарні форми в температурному інтервалі 1500...1650 °С, показали, що при температурах 1500, 1550 °С алюмінат

кобальту спрацював на покращення показників структури й властивостей металу, а при температурах 1600, 1650 °С його вплив був відсутнім.



**Рис. 5.** Кількість та розподілення за розмірними групами карбідів (а) й карбонітридів (б) в сплаві ЖСЗЛС-ВІ при температурі заливання 1500 °С, 1550 °С, 1600 °С, 1650 °С

Вимірюваннями встановлено, що товщина першого робочого шару ливарної форми, яка складалася з суспензії з алюмінатом кобальту й обсипання із порошку електрокорунду, не перевищувала 1,5 мм. Цей шар у нагрій до температури 950 °С формі при контакті з розплавом за короткий проміжок часу може прогрітися до температур рідкого металу. Раніше було встановлено [1, рис. 5.1], що поверхня ливарної форми з алюмінатом кобальту порівняно з електрокорундовою набагато краще змочується рідким металом. З підвищенням часу контакту рідкого металу до 10 хв. крайовий кут змочування знижується с 135° до 95° [1, рис. 5.2], що сприяє більш активному проходженню дифузійно-капілярним процесам взаємодії між складовими форми й металу.

Параметри кристалічної ґратки нікелю ( $a = 35,24$  нм) та алюмінату кобальту ( $a = 81,08$  нм) суттєво відрізняються, тому частинки алюмінату кобальту не можуть слугувати готовими центрами кристалізації для нікелевого сплаву, виходячи із принципу розмірної й структурної відповідності.

До складу жароміцного нікелевого сплаву входять титан й алюміній, котрі в умовах високих температур й вакууму порівняно з кобальтом мають значно більшу термодинамічну активність до кисню, що призводить до відновлення оксиду кобальту (CoO) у складі алюмінату кобальту до металевого кобальту (температура плавлення кобальту 1495°C). Частинки металевого кобальту розмірами до 15 мкм, що відновлений з його окису, були виявлені при нагріванні алюмінату кобальту при 1400 °С [3] й більш дрібні після витримки при температурі 1200 °С [4].

Коефіцієнти теплопровідності ( $\lambda$ , Вт/(м·К)) нікелевого сплаву ЖСЗЛС-ВІ, кобальту й електрокорунду мають величини 60,75 [5], 70,9 й 25,2 відповідно. Тому присутність часток металевого кобальту в поверхневому шарі ливарної форми помітно збільшує відбирання тепла від виливка, переохолоджує розплав, сприяє швидкості утворення центрів кристалізації та подрібнює структуру сплаву, що й спостерігали при заливанні сплаву з температури 1500 °С й 1550 °С.

При температурі розплаву від 1600 °С й вище час контакту рідкого металу з поверхнею форми збільшується, частинки кобальту перегріваються, рідкотекучість їх росте та в результаті капілярних процесів відбувається поглинання рідких краплин кобальту розплавом. Теплопровідність робочого шару форми зменшилася, відбулося укрупнення макроструктури й погіршення властивостей сплаву (табл. 1).

Отже, відновлені з окису кобальту частки металевого кобальту проявили себе як мікрохолодильники, що викликають підвищення теплової акумуляції робочого шару форми й сприяють подрібненню структури металу. Розчинення рідких крапель кобальту в розплаві призвело до того, що алюмінат кобальту при температурі 1600 °С й вище не вплинув на структуру виливка.

### Висновки

1. Введення алюмінату кобальту у робочий шар керамічної форми призводить до подрібнення структури виливків за механізмом застосування мікрохолодильників.

2. При заливанні розплаву з температури 1500...1550 °С у робочій поверхні ливарної форми окис кобальту відновлюється до металевого кобальту, котрий має майже в три рази більшу теплопровідність порівняно з електрокорундом. Активне тепловідведення від розплаву сприяє переохолодженню металу виливка, подрібненню структури й покращенню властивостей сплаву.

3. Ливарні форми з алюмінатом кобальту для отримання виливків зі сплаву ЖСЗЛС-ВІ з задовольняючими якісними фізико-механічними властивостями необхідно заливати розплавом з температурою не вище 1550 °С.

**Список літератури**

1. Каблов Е. Н. Литые лопатки газотурбинных двигателей (сплавы, технология, покрытия) / Каблов Е. Н. – М. : МИСИС, 2001. – 632 с.
2. Технологическое обеспечение эксплуатационных характеристик деталей ГТД. Лопатки турбины. Часть II. [Богуслаев В. А., Муравченко Ф. М., Жеманюк П. Д. и др.]. – Запорожье : ОАО «Мотор Сич», 2007. – 496 с.
3. Чапская А. Ю. Получение керамических пигментов на основе шпинелей методом самораспространяющегося высокотемпературного синтеза : автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук : спец. 05.17.11 – «Технология силикатных и тугоплавких неметаллических материалов» – Томск, 2007. – 23 с.
4. J.A. bustnes, N.N. Viswanathan, Du sichen, and S. Seetharaman Investigation on Reduction of  $CoAl_2O_4$  by Hydrogen gas using TGA. – Metallurgical and materials transactions. Volume 31B, June 2000. – P. 540–542.
5. Педаш О. О. Вплив способів модифікування на структуру та властивості жароміцних нікелевих сплавів : дис. ... канд. техн. наук : 05.02.01 / Педаш Олександрович. – Запоріжжя, 2011. – 173 с.

*Поступила в редакцію*

**Педаш А.А., Бялик Г.А., Цивирко Э.И. Повышение теплопроводности керамической литейной формы алюминатом кобальта**

*Исследовано влияние поверхностного модифицирования алюминатом кобальта ( $CoAl_2O_4$ ) на структуру и свойства жаропрочного никелевого сплава ЖСЗЛС-ВИ, залитого в литейную форму с разных температур. Установлено, что более эффективное измельчение структуры и повышение свойств обеспечивались при заливке расплава с температур 1500...1550 °С. Показано, что измельчение структуры сплава при использовании алюмината кобальта происходит по механизму применения микрохолодильников.*

**Ключевые слова:** жаропрочный никелевый сплав, модифицирование, алюминат кобальта, структура.

**Pedash A., Byalik G., Tzivirko E. Increasing of the ceramic casting mould thermal conductivity with cobalt aluminate**

*Influence of surface modification with cobalt aluminate on the structure and properties of the ЖСЗЛС heat resistant alloy poured into the mould at different temperatures was studied. It has been established that a more efficient structure refining and properties improvement were attained with the melt pouring temperature of 1500...1550 °C. It has been demonstrated that the structure refining of the alloy with the results from a microinoculator doping effect.*

**Key words:** heat resistant nickel alloy, modification, cobalt aluminate, structure.

УДК 621.732

Канд. техн. наук В. Л. Грешта

Запорожский национальный технический университет, г. Запорожье

## ПРИМЕНЕНИЕ КЕРАМИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ЗАЩИТЫ ДЕТАЛЕЙ ГТД, РАБОТАЮЩИХ В УСЛОВИЯХ ЭКСТРЕМАЛЬНО ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУР

Рассмотрены подходы по обеспечению жаропрочности деталей газотурбинных двигателей, работающих в условиях высоких температур. Установлено, что наиболее оптимальные результаты получают формированием многослойных теплозащитных покрытий. Предложено разработать подходы к конструированию многослойных теплозащитных покрытий в зависимости от условий работы конкретной детали, что позволит повысить срок службы этих деталей и КПД двигателя в целом.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель, жаропрочность, высокотемпературная коррозия, термозащитное покрытие, конструирование покрытия.

### Введение

На сегодняшний день при создании авиационного двигателя нового поколения определяющим фактором является обеспечение работоспособности деталей газотурбинных двигателей (ГТД) в условиях высоких температур (1200 °С и выше) [1, 2]. Использование охлаждаемых лопаток с серийными покрытиями не может обеспечить их достаточного ресурса в таких условиях, а стандартные подходы к повышению жаропрочности таких изделий себя исчерпали [3]. Таким образом, необходимо искать способы защиты основного металла лопатки от превышения их рабочих температур. Одним из методов защиты деталей газотурбинных двигателей является нанесение многослойных теплозащитных покрытий (ТЗП), которые в отличие от жаростойких покрытий не только защищают поверхность лопатки от высокотемпературной коррозии, но и предотвращают разупрочнение материала рабочих лопаток в результате развития процессов ползучести [1]. В работе рассмотрены подходы по формированию теплозащитных покрытий и дальнейшего их применения в отечественном авиадвигателестроении (рис. 1).

### Анализ исследований

Применение теплозащитных многослойных покрытий позволит решить проблему снижения температуры деталей ГТД в условиях высоких температур. Это связано с очень низкой теплопроводностью керамики (например  $ZrO_2$ ) [3], что позволяет эффективно изолировать компоненты турбины двигателя от температур превышающих критические для конкретного жаропрочного сплава. Следовательно, это позволит либо уве-

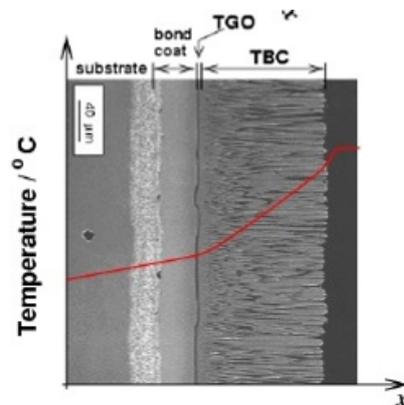


Рис. 1. Влияние теплозащитного покрытия на снижение температуры на поверхности металла основы лопатки ГТД [4]

личить время работы деталей ГТД при данных температурах, либо поднять температуру газа перед турбиной, что повысит коэффициент ее полезного действия. Однако при нанесении таких покрытий необходимо обеспечить высокую адгезию теплозащитного покрытия и материала лопатки, поэтому при их конструировании применяют нанесение нескольких слоев (керамического и металлического) которые обеспечивают защиту от газовой коррозии и хорошее сцепление материалов (рис. 2). В связи со значительным различием между коэффициентами термического линейного расширения керамики и жаропрочного сплава, что может приводить к скалыванию верхнего слоя, решение данной задачи является, весьма актуальным [5].

Принято считать, что в качестве верхнего слоя ТЗП целесообразно применять керамику на основе циркония, стабилизированного оксидом иттрия

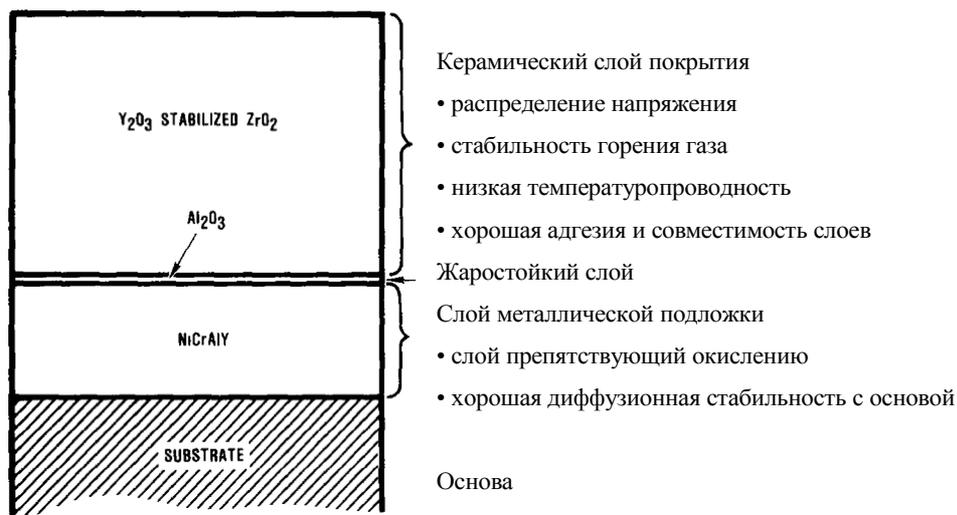


Рис. 2. Вариант конструкции теплозащитного покрытия [5, 6]

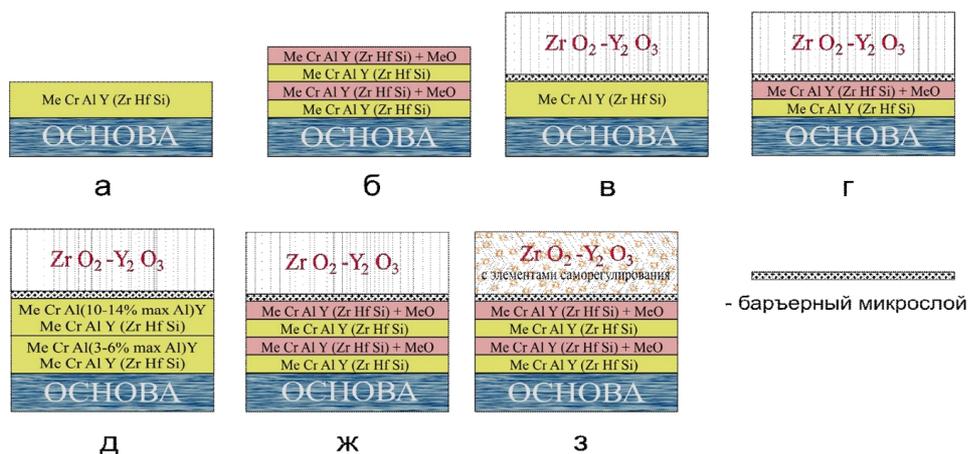


Рис. 3. Схемы жаропрочных и теплозащитных покрытий, получаемых электронно-лучевым осаждением [11]

(ZrO<sub>2</sub>·Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) [1, 2], а в качестве нижнего подслоя рекомендуется использовать жаростойкий материал. Нанесение керамического слоя позволяет обеспечить снижение температуры на поверхности металла детали, а жаростойкий слой обеспечивает защиту поверхности от высокотемпературной коррозии (керамика этого не обеспечивает) и повышает адгезию материалов (рис. 3).

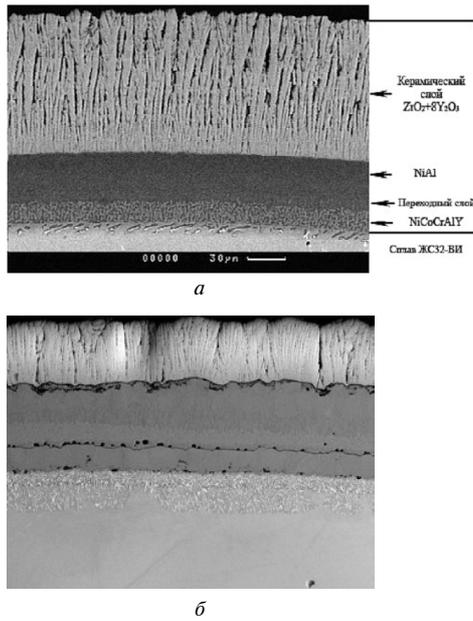
На сегодня, наиболее исследованными считаются такие виды покрытий разработанные различными исследователями [8]:

1. Разработанное в ВВИА им. Жуковского двухслойное покрытие: первый слой – хромоалитирование; второй слой – ZrO<sub>2</sub>·Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

2. Разработанное в ИЭС им. Патона трехслойное покрытие: первый слой – Me-Cr-Al-Y; второй слой – Me-Co-Cr-Al-Y; третий слой – ZrO<sub>2</sub>·Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.

3. Разработанное в НПО ВИАМ трехслойное покрытие: первый слой – Me-Ni-Cr-Al-Y; второй слой – Me-Ni-Cr-Al-Y + ZrO<sub>2</sub>·Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>; третий слой – ZrO<sub>2</sub>·Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (разработчик).

Использование различных технологий формирования структуры керамического слоя позволяет обеспечить необходимый уровень термической стойкости внешнего слоя в зависимости от условий работы [9] в процессе быстрого изменения температур на поверхности деталей ГТД в совокупности с жаростойким подслоем. Электронно-лучевое напыление позволяет сформировать столбчатую структуру керамического слоя (рис. 4), газотермическое напыление – слоистопористую, а различными видами термообработки можно сформировать трещиноватую структуру [10].



**Рис. 4.** Варианты структур теплозащитных покрытий: *a* – конденсационное термобарьерное покрытие типа ГТПБ-2 [12, 13], *б* – комплексное теплозащитное покрытие (цементация+ ГЦА+ВСДП-3+ВСДП-16+ZrO<sub>2</sub>+Y<sub>2</sub>O<sub>3</sub>), полученное термодиффузионным насыщением углерода, газовым циркуляционным алитированием, ионно-плазменным и электронно-лучевым напылениями

Также необходимо учитывать, что жаростойкий подслоя также можно формировать различными методами, что в свою очередь будет влиять как на прочность связи, так и на уровень защитных свойств покрытия и сопротивление механической усталости [6].

**Выводы**

Таким образом, необходимо разработать подходы к конструированию многослойных теплозащитных покрытий в зависимости от назначения детали ГТД и конкретных условий ее работы. Это позволит повысить КПД двигателя и увеличить ресурс работы деталей. Причем необходимо учитывать не только состав и толщину покрытия, но и технологию его нанесения на поверхность детали, т.к. это значительно влияет на поведение ТЗП в реальных условиях эксплуатации.

**Список литературы**

1. Жерздев С. В. Теплозащитные покрытия для лопаток турбин авиационных двигателей (обзор) / С. В. Жерздев, Ю. А. Тамарин. – М.: ВИАМ, 1990. – 128 с.
2. Будиновский С. А. Современное состояние и основные тенденции развития высокотемпературных теплозащитных покрытий для рабочих лопаток турбин авиационных ГТД /

3. С. А. Будиновский, С. А. Мубояджян, А. М. Гаямов // *Авиационная промышленность*, 2008. – № 4. – С. 33–37.
4. Высокотемпературные жаростойкие покрытия и жаростойкие слои для теплозащитных покрытий / [С. А. Мубояджян, С. А. Будиновский, А. М. Гаямов, П. В. Матвеев] // *Авиационные материалы и технологии*. – 2013. – № 1. – С. 17–20.
5. Pettit F. S. *Coatings for High Temperature Applications* / F. S. Pettit, G. W. Goward // *Applied Science Publishers*, 1983. – P. 341–359.
6. Татарин Ю. Л. Электронно-лучевая технология нанесения теплозащитных покрытий / Ю. Л. Татарин, Е. Б. Качанов // *Новые технологические процессы и надежность ГТД*. – 2008. – ЦИАМ. – Вып. 7. – С. 144–158.
7. Thomas E. *Strangman Metallurgical and protective coatings thermal barrier coatings for turbine airfoils* / Thomas E. Strangman // *Thin solid films*, 1985. – 127. – P. 93–105.
8. Чубаров Д. А. Новые керамические материалы для теплозащитных покрытий рабочих лопаток ГТД / Д. А. Чубаров, П. В. Матвеев // *Авиационные материалы и технологии*, 2013. – № 4. – С. 43–46.
9. Срабатываемые, износостойкие и теплозащитные покрытия для деталей газового тракта турбины, компрессора и камеры сгорания ГТД / [В. А. Барвинок, И. Л. Шитарев, В. И. Богданович и др.] // *Вестник СГАУ*. – 2009. – № 3–1(19). – С. 11–29.
10. Каблов Е. Н. Теплозащитные покрытия для лопаток турбины высокого давления перспективных ГТД / Е. Н. Каблов, С. А. Мубояджян // *Металлы*, 2012. – № 1. – С. 5–13.
11. Каблов Е. Н. Защитные покрытия лопаток турбин перспективных / Е. Н. Каблов, С. А. Мубояджян // *ГТГ*, 2001. – №3 (12). – С. 30–32.
12. Современные теплозащитные покрытия для лопаток газотурбинных двигателей и оборудование для их получения / [Н. И. Гречанюк, П. П. Кучеренко, И. Н. Гречанюк и др.] // *Міжвузівський збірник «Наукові нотатки»*. – Луцьк, 2011. – Вип. № 31. – С. 92–99.
13. Влияние защитных покрытий на механические свойства жаропрочного сплава ЖС32-ВИ / [К. Ю. Яковчук, Ю. Э. Рудой, Е. В. Оноприенко, В. Г. Мальшева] // *Проблемы прочности*, 2010. – № 3. – С. 151–163.
14. Вакуумная плазменная технология высоких энергий (метод ВПТВЭ) для нанесения покрытий и ионной обработки поверхности [Электронный ресурс]. Режим доступа [http://viam.ru/ion\\_plasma\\_coatings](http://viam.ru/ion_plasma_coatings)

Поступила в редакцию 11.06.2015

**Грешта В.Л. Застосування керамічних покриттів для захисту деталей ГТД, що працюють в умовах екстремально високих температур**

*Розглянуто підходи до забезпечення жароміцності деталей газотурбінних двигунів, що працюють в умовах високих температур. Встановлено, що найбільш оптимальні результати отримують формуванням багатошарових теплозахисних покриттів. Запропоновано розробити підходи до конструювання багатошарових теплозахисних покриттів залежно від умов роботи конкретної деталі, що дозволить підвищити як термін служби цих деталей, так і ККД двигуна в цілому.*

**Ключові слова:** газотурбінний двигун, жароміцність, високотемпературна корозія, термозахисне покриття, конструювання покриття.

**Greshta V. Application of ceramic coatings for protection of GTE work in conditions of extremely high temperatures**

*Approaches for ensuring heat resistant parts of gas turbine engines operating at high temperatures are considered. It was found that the optimal results are obtained by forming a multilayer thermal protective coatings. It is proposed to develop approaches for designing parts multi-layer thermal barrier coatings, depending on the operating conditions of the specific parts, which will increase both the life service of these parts and engine efficiency as a whole.*

**Key words:** gas turbine engine, heat resistance, high temperature corrosion, heat protective coating, coating designing.

*Наукове видання*

**Вісник двигунобудування № 1/2015**  
науково-технічний журнал

Головний редактор  
Заст. гол. редактора

д-р техн. наук О. Я. Качан  
д-р техн. наук А. І. Долматов

---

Оригінал-макет підготовлено в редакційно-видавничих відділах ЗНТУ і АТ «Мотор Січ»

Комп'ютерна верстка

*Н.О. Савчук*

Переддрукарська підготовка

*М.Д. Хош*

Коректори

*Н.В. Сахнюк,*

*О.Є. Носик,*

*Я.В. Обухович,*

*О.І. Пільгуєва*

*В.Й. Гембель*

Реєстрація рукописів

Свідоцтво про державну реєстрацію  
КВ № 6157 від 20.05.2002

*Передрукування матеріалів тільки з дозволу редакції*

*При використанні матеріалів посилання на журнал є обов'язковим*

*Матеріали публікуються мовою оригіналу*

*Рукописи, фотокартки та носії інформації не повертаються*

Здано до друку 27.07.2015 р., зам. 3009, накл. 300.

Надруковано видавничим комплексом АТ «Мотор Січ»

Україна, 69068, Запоріжжя, просп. Моторобудівників, 15, тел. (0612) 720-42-49, 720-41-11

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

ДК №4213 від 22.11.2011.