

УДК 621 : 681.5(075.8)

В.Ф. МОЗГОВОЙ, А.Я. КАЧАН, К.Б. БАЛУШОК, Е.Р. ЛИПСКИЙ, В.П. КАРАСЬ

ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

ИНТЕГРИРОВАННАЯ КОМПЛЕКСНАЯ СИСТЕМА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ПОДГОТОВКИ ПРОИЗВОДСТВА НОВЫХ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ В ОАО «МОТОР СИЧ»

Представлена структура интегрированной комплексной системы технологической подготовки производства авиационных двигателей, особенности подсистем и основные результаты ее внедрения.

интегрированная комплексная система технологической подготовки производства авиационных двигателей

Введение

Постановка проблемы и ее связь с практическими задачами. Основная задача современного авиадвигателестроения – создание авиационных двигателей пятого поколения, значительно превосходящих четвертое поколение по своим основным показателям.

В современном научном машиностроении, к которому относят и авиадвигателестроение, одним из базовых понятий принято понятие жизненного цикла изделия (ЖЦИ). ЖЦИ включает совокупность взаимосвязанных процессов последовательного изменения состояния изделия, начиная с маркетинга рынка, экономических и научно-технических исследований, проектирования, технологической подготовки производства, производства, испытания, контроля, сертификации, эксплуатации, технического обслуживания, восстановительного ремонта, хранения и до его утилизации.

Характерной особенностью настоящего периода в мировой экономике является переход к информационному способу производства, когда все этапы ЖЦИ представлены в электронной форме в одном информационном пространстве с применением интегрированных технологий.

При этом применяют CAD/CAM/CAE – системы, которые обеспечивают автоматизированное проек-

тирование, производство, инженерные расчетные исследования; ERP – системы планирования ресурсов предприятия, PDM – системы управления данными о продукции и PLM – системы информационной поддержки ЖЦИ.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. На ОАО «Мотор Сич» ставится и эффективно решается широкий круг технологических задач при создании и освоении авиадвигателей нового поколения.

Один из важных этапов ЖЦИ при создании и освоении новых авиационных двигателей является технологическая подготовка производства (ТПП), сроки, затраты и качество которой определяют не только технологическую себестоимость изготовления, но и такие параметры изделия как конструкционная прочность, ресурс, остаточный ресурс, живучесть, безопасность.

В публикациях [1, 2] широко освещено автоматизированное проектирование отдельных составляющих ТПП в ОАО «Мотор Сич», но в комплексе система интегрированной ТПП практически не получила отражения в литературных источниках, что сдерживает ее дальнейшее развитие и распространение.

Цель работы – представить разработанную интегрированную комплексную систему ТПП новых

авиационных двигателей, которая сокращает сроки и затраты на ее проведение, а также обеспечивает повышение параметров качества изделия.

Содержание и результаты исследования

Структурная схема разработанной интегрированной системы ТПП содержит комплекс взаимосвязанных систем и подсистем, представленных на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема комплексной интегрированной системы ТПП авиационного двигателя

Подсистема автоматизированного проектирования технологической документации (САПР ТД) включает также комплекс взаимосвязанных подсистем, предназначенных для обеспечения автоматизированного проектирования технологических процессов изготовления деталей авиационных двигателей. Основными подсистемами являются:

- разработки форм бланков; проектирования документов к технологическим процессам;

- создания «разсечовочных» маршрутов; разработки форм операционных эскизов;

- разработки технологического планирования; создания и редактирование базы данных;

- управления базой данных.

За основу САПР ТД принят комплекс средств системы TECHCARD.

Подсистема автоматизированной подготовки управляющих программ для станков с ЧПУ по-

зволяет рассчитывать траектории режущего инструмента при обработке геометрически сложных деталей авиационных двигателей (рис. 2). Подсистема обеспечивает системы ЧПУ управляющими программами, которые определяют точность изготовления деталей и оптимальную динамику работы станков.

Подсистема включает подсистемы:

- разработки управляющих программ для токарной и 2-х, 5-ти координатной фрезерной обработки «ДЕККА»;

- разработка управляющих программ для фрезерной 3-х и 5-ти координатной обработки моноколес, корпусных и других деталей ГТД;

- графического контроля 2-х и 5-ти координатных управляющих программ «Check NC».

Подсистема автоматизированного проектирования технологической оснастки (САПР ТО) отвечает требованиям инструментального производства, основными из которых являются:

- полное электронное описание геометрии и топологии деталей;

- соответствие форматов представления данных;

- интеграция со смежными системами в формате концепции непрерывной информационной поддержки ЖЦИ.

Подсистема автоматизированного проектирования технологической оснастки состоит из взаимосвязанных подсистем:

- анализа процессов;
- проектирования технологической оснастки;
- управления электронной документацией;
- учета заказов на проектирование оснастки;
- информационно-поисковых.

Подсистема анализа процессов позволяет автоматизировано производить:

- анализ литья металлов и неметаллов;
- анализ обработки давлением;
- анализ обработки резанием;
- анализ зубообработки.

Подсистема проектирования обеспечивает автоматизированное проектирование:

- литейной и штамповой оснастки;
- режущего инструмента;
- зубообрабатывающего инструмента;
- мерительного инструмента;
- контрольно-измерительных приборов.

Централизованная система управления конструкторской и технологической документации включает подсистемы:

- управления технологической электронной информацией;
- управления конструкторской электронной информацией.

Автоматизированное проектирование технологических процессов и генерирование комплектов технологических документов позволило сократить время на их создание в 1,3 ... 1,5 раза.

В САПР ТО наибольшее развитие получили проектирующие автоматизированные подсистемы:

- режущего и зубообрабатывающего инструмента;
- станочных приспособлений;
- контрольно-измерительных приборов;

– литейной и штамповой оснастки (рис. 3).

– контроля зуборезного инструмента по электронным эталонам.

Применяемые автоматизированные подсистемы анализа процессов (рис. 4) позволили повысить их эффективность на 20 ... 30%, а проектирующие автоматизированные системы сократили сроки ТПП в 1,2 ... 1,5 раза и повысили производительность проектно-конструкторских работ в 3 ... 3,5 раза.

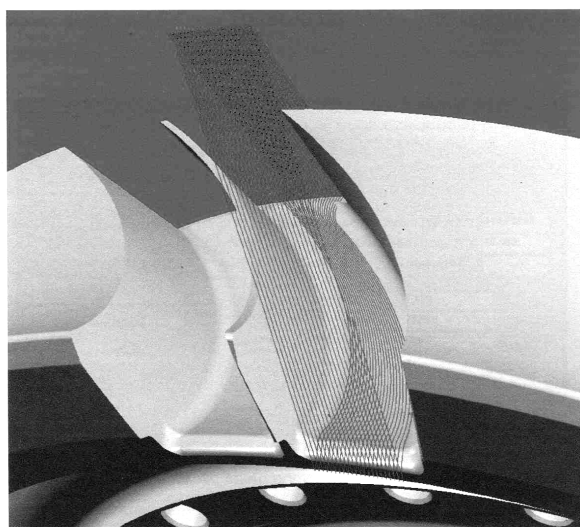


Рис. 2. Рассчитанная траектория инструмента

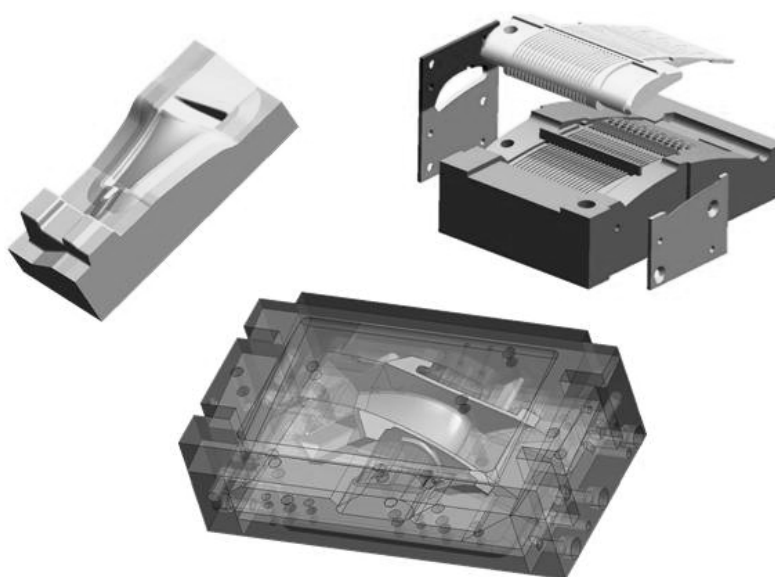


Рис. 3. Подсистема проектирования литейной и штамповой оснастки

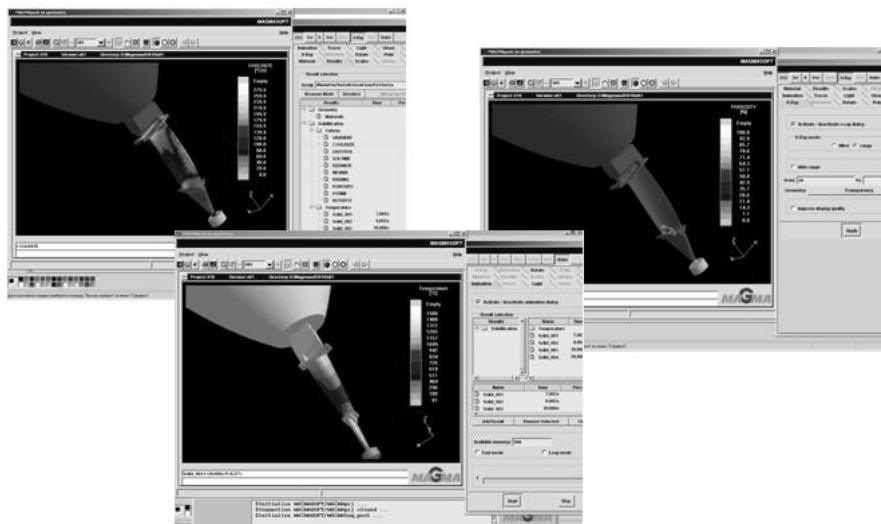


Рис. 4. Подсистема анализа процессов литья металлов

Перспективы дальнейших исследований

Основными направлениями дальнейшего развития интегрированной комплексной системы ТПП новых авиационных двигателей являются:

- применение новых поколений систем электронной обработки информации;
- развитие комплекса средств автоматизации ТПП, включающей:
 - 1) более широкое применение оптоволоконных сетей;
 - 2) оснащение рабочих мест технологических служб современными компьютерными средствами одного поколения;
- системная интеграция АСТПП с системой ERP R/3;
- систематическое обучение и аттестация пользователей с использованием специализированных центров;
- повышение степени интегрирования ТПП;
- совершенствование организационной структуры для повышения ее эффективности.

Заключение

В работе представлена структура интегрированной комплексной системы ТПП новых авиационных двигателей и характерные особенности подсистем, входящих в ее структуру. Показаны преимущества интегрированной комплексной системы ТПП по сравнению с обычной.

Литература

1. Информационные технологии в наукоемком машиностроении. Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса / Под ред. А.Г. Братухина. – К.: Техніка, 2001. – 728 с.
2. Автоматизация технологической подготовки производства в ОАО «Мотор Сич» / В.А. Богуслаев, П.Д. Жеманюк, В.Ф. Мозговой, К.Б. Балушок // Технологические системы. – 2003. – № 3 (19). – С. 5-11.

Поступила в редакцию 26.04.2007

Рецензент: канд. техн. наук, ведущий инженер-технолог В.М. Мигунов, ОАО «Мотор Сич», Запорожье.

УДК 621.793

Г.И. ПЕЙЧЕВ, В.Е. ЗАМКОВОЙ, Н.В. АНДРЕЙЧЕНКО*ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс»
им. академика А.Г. Ивченко, Украина***РАЗРАБОТКА АНАЛОГА ИЗНОСОСТОЙКОГО СПЛАВА ХТН61 ПОВЫШЕННОЙ
ЖАРОСТОЙКОСТИ ДЛЯ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

Приведены результаты разработки аналога износостойкого сплава ХТН61 повышенной жаростойкости для газотурбинных двигателей. Оценка вновь разрабатываемого сплава производилась по характеристикам жаростойкости, износостойкости, горячей твердости, термостойкости.

надежность, ресурс, рабочие лопатки турбины, жаростойкость, износостойкость, термостойкость, микроанализ

Введение

Проблеме повышения надежности и долговечности уделяется особое внимание при создании, эксплуатации и ремонте авиационной техники и, в частности, газотурбинных двигателей. Ресурс авиационных двигателей определяется долговечностью наиболее ответственных деталей горячего тракта, таких как рабочие лопатки турбины. Рабочие лопатки работают в условиях действия высоких температур и одним из факторов, ограничивающим их ресурс является повреждение бандажных полок. Контактные поверхности бандажных полок упрочняются жаропрочным износостойким материалом, на двигателе Д18Т – это сплав ХТН61.

В условиях все повышающегося ресурса, как показала эксплуатация, узким местом для этого сплава оказались недостаточная его жаростойкость и термостойкость

Высокий уровень термических напряжений, возникающих при эксплуатации на торцах бандажных полок, вызывает образование и развитие термоусталостных трещин в этих зонах. В дальнейшем берега этих трещин разгораются, что существенно сказывается на геометрии торцев лопаток.

Внешний вид изношенной в эксплуатации бандажной полки приведен на рис. 1.

Формулирование проблемы. Для повышения ресурса лопаток и их надежной работы стало остро необходимо разработать аналог сплава ХТН61, обладающего более высокой жаростойкостью при температурах до 1000 °С и не уступающего по высокотемпературной износостойкости базовому.

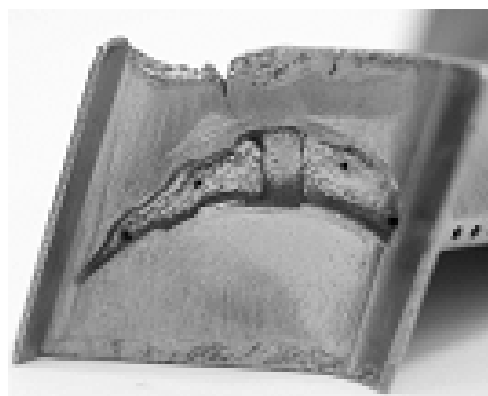


Рис. 1. Внешний вид изношенной в эксплуатации бандажной полки

Благодаря совместным усилиям ИМФ НАНУ и ГП «Прогресс» был разработан такой аналог и в настоящий момент находится на стадии освоения.

Материалы и методика исследования

При разработке системы легирования разрабатываемого сплава для наиболее полного использования

различных легирующих элементов был проведен анализ 72-х известных промышленных сплавов кобальта и определены ориентировочные пределы легирования.

Для достижения высокой износостойкости при температурах выше 1000 °С и сохранения ее на уровне сплава ХТН61 необходимо увеличение твердости и прочности при высоких температурах, что может быть достигнуто для сплава на основе эвтектики Co-NbC только путем твердорастворного упрочнения. Элементами, существенно повышающими высокотемпературную прочность сплавов кобальта, являются W, Mo, Cr, Ni, Nb, Ta.

Вследствие отрицательного влияния на жаростойкость ниобия и дорогостоящности тантала они были исключены из рассмотрения, как элементы, используемые для твердорастворного упрочнения матрицы.

Таким образом, в число изучаемых легирующих элементов были включены Cr, W, Al, Fe, Si, Y, Ni, Mo.

Сплавы для исследования изготавливались в лабораторной электродуговой печи с вольфрамовым электродом на медном водоохлаждаемом поду в атмосфере чистого аргона. Всего было отлито 53 сплава. Критерием первичного отбора разрабатываемого сплава были температура плавления и жаростойкость.

Образцы для испытаний на жаростойкость помещались в тигли из окиси алюминия и нагревались в электрической печи сопротивления на воздухе при температурах 800, 950 и 1100 °С с последующим взвешиванием через каждые 10 часов при общей выдержке 50 часов.

Методом дифференциального термического анализа измерялась температура плавления сплавов с целью исключения из рассмотрения сплавов, которые расплавляются ниже 1320 °С. Параллельно проводились замеры горячей твердости.

Так были отобраны 12 наиболее перспективных сплавов.

Дальнейший отбор производился на основе испытаний на термостойкость и износостойкость.

Для испытания на термостойкость использовались образцы размером 60 × 10 × 2 из сплава ЖС26-ВИ, на торцы которых напаивались пластины из исследуемых сплавов.

Испытания проводились на стенде ЗМКБ «ПРОГРЕСС» по режиму:

$$T_{\text{мин}} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T_{\text{макс}} = 1100 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Образцы испытывались в пакете по 5 штук.

Вид образцов после испытания приведен на рис. 2

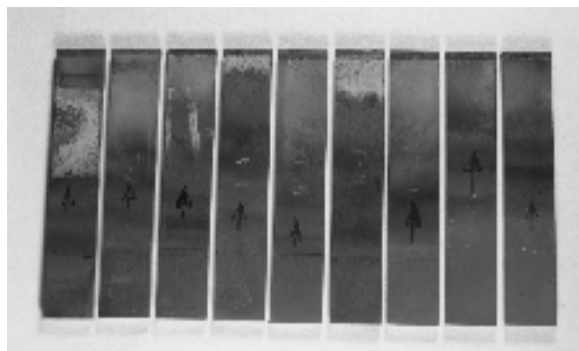


Рис. 2. Внешний вид образцов после термостойких испытаний

Испытания проводились до появления видимых трещин, но не более 1000 циклов

Испытания на высокотемпературную износостойкость проводились на стенде ЗНТУ на Т-образных образцах при температурах 20, 1000, 1050 и 1100 °С.

Критерием отбора образцов после этих испытаний был уровень износостойкости не ниже базового сплава ХТН61, а также желательное образование глазурированной поверхности на контактной плоскости, как приведено на рис. 3.

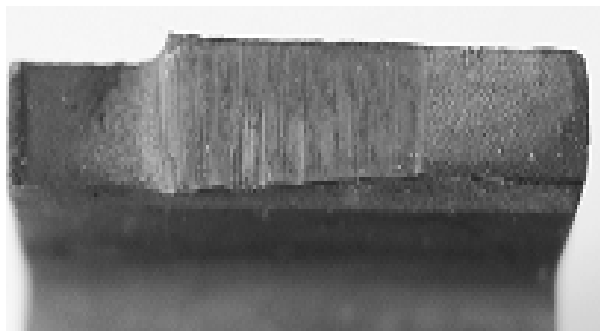


Рис. 3. Вид глазурированной поверхности на контактной плоскости образца после износостойких испытаний

Результаты исследования

1. В результате проведенных исследований был создан жаропрочный жаростойкий износостойкий сплав на кобальтовой основе. Основой сплава является эвтектика Co-NbC (NbC не более 17,5%), в качестве легирующих выбраны элементы – хром, вольфрам, алюминий, железо, углерод.

2. Сплав по сравнению с базовым в зависимости от длительности испытания имеет в 10 – 20 раз выше жаростойкость.

3. Износостойкость сплава при температурах 1000 – 1100 °С аналогична сплаву ХТН-61 и при этом в зоне контакта образует глазурированный слой во всем диапазоне температур испытания, который предотвращает процессы схватывания.

4. Сплав имеет высокую термостойкость при режиме испытания:

$$T_{\text{мин}} = 200 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$T_{\text{макс}} = 1100 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

За 1000 циклов испытания не было зафиксировано ни одной трещины.

5. Температура разработанного сплава > 1310 °С.

6. Твердость составляет:

$$\text{HRC} = 37 - 42$$

(твердость ХТН-61 – HRC – 45 – 46).

Использование нового жаростойкого аналога ХТН-61 вместо базового позволит решить глобальную проблему бандажных полок высокотемпературных ступеней лопаток турбины – снизить повреждение от эрозионно-коррозионных процессов.

Литература

1. Разработка высокотемпературного износостойкого сплава для упрочнения бандажных полок лопаток ГТД / А.К. Шурин, Г.П. Дмитриева, Н.В. Андрейченко, Л.И. Ищенко, Т.С. Черепова // Новые конструкционные стали и сплавы и методы их обработки для повышения надежности и долговечности изделий. – Запорожье. – 1992. – С. 41-42.

2. Отчет № 1235/07 о работах, выполненных Институтом металлофизики НАНУ совместно с Государственным предприятием ЗМКБ «Прогресс» «Изучение физических и эксплуатационных свойств нового износостойкого и жаростойкого сплава для ГТД».

3. Ремонт изношенных в процессе эксплуатации элементов конструкции бандажных полок литых рабочих лопаток турбины из сплавов типа ЖС / Г.И. Пейчев, В.Е. Замковой, Г.П. Калашников, Н.В. Андрейченко, О.С. Белозерцев // Авиационно-космическая техника и технология: Научн. техн. журн. – 2005. – № 9 (25). – С. 221-223.

Поступила в редакцию 11.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.7.044

А.И. ДОЛМАТОВ, М.К. КНЯЗЕВ, Я.С. ЖОВНОВАТЮК

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

МЕТОДИКА ИЗМЕРЕНИЯ ПОЛЕЙ НАГРУЖЕНИЯ ПРИ ЭЛЕКТРОГИДРОИМПУЛЬСНОЙ ШТАМПОВКЕ ЛИСТОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Предложена методика проведения измерений параметров ударных волн, генерируемых разрядными устройствами различного конструктивного исполнения с одной парой электродов и несколькими электродными парами. Методика предусматривает последовательное применение пьезоэлектрических и многоместных мембранных датчиков. Разработаны методы обработки результатов измерений для создания модели импульсного нагружения на большой площади с учетом параметра времени. Методика позволяет существенно улучшить моделирование процессов электрогидроимпульсной штамповки листовых деталей.

импульсная штамповка, мембранный датчик давления, пьезодатчик, ударная волна, характеристическое время, распределение импульсного давления

Введение

Моделирование процессов электрогидроимпульсной штамповки (ЭГИШ) требует определения полей импульсного нагружения по поверхности листовой заготовки с учетом их изменения во времени и пространстве.

Создание моделей на основе только теоретического описания импульса нагружения зачастую дает результаты неадекватные реальным условиям нагружения. Для получения более корректных результатов необходимо проводить экспериментальные исследования.

Применение пьезоэлектрических датчиков давления дает информацию о параметрах нагружения ударными волнами во времени, что является очень существенным для моделирования процессов деформирования листовых заготовок. Однако получение подробной картины нагружения на большой площади преграды требует применения большого количества пьезодатчиков (сотен и даже тысяч). Сложность организации измерений при наличии большого количества таких датчиков, высокая стоимость датчиков и регистрирующей аппаратуры обуславливают практическую невыполнимость такой экспериментальной задачи.

Для измерений полей давления на больших площадях подходят многоместные мембранные датчики давления (ММД), которые отличаются простотой конструктивного исполнения и низкой стоимостью. Однако по своей природе они регистрируют интегральное действие всех факторов импульсного нагружения, возникающих при высоковольтном разряде в жидкости: ударных волн, гидротоков, квазистатического давления в замкнутых разрядных камерах. Действие импульсного нагружения регистрируется в виде прогиба мембраны (остаточной деформации) в месте расположения отверстия в корпусе датчика. Величина прогиба пропорциональна максимальному (пиковому) значению импульса сжатия, длительности его воздействия и параметрам мембраны. То есть мембранные датчики дают картину распределения максимальных интенсивностей нагружения по поверхности преграды, но не во времени.

В настоящей работе в качестве исследовательской цели определена разработка методики проведения измерений и обработки их результатов, которая позволит получить математическое описание интенсивности нагружения, изменяющегося по поверхности преграды (в пространстве) и во времени.

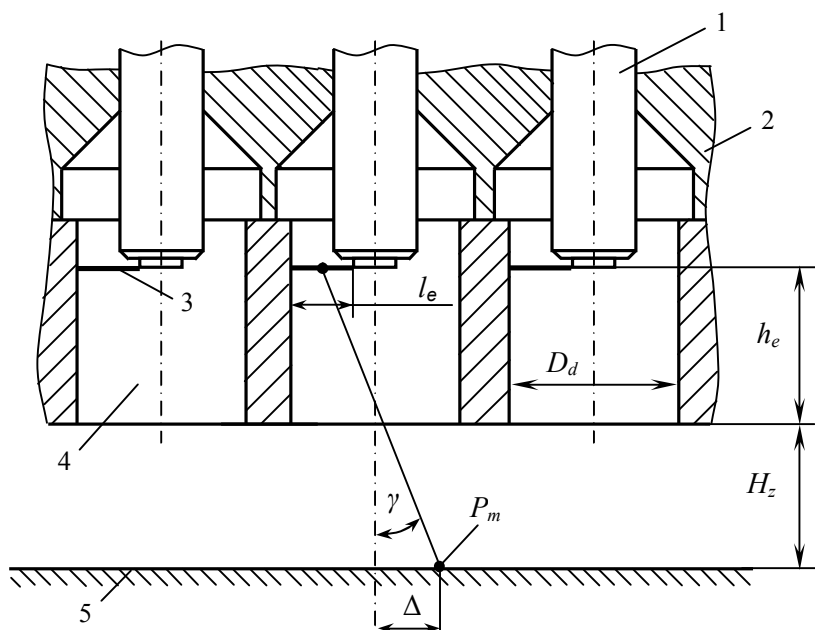


Рис. 1. Конструктивная схема многоэлектродного разрядного блока [1]: 1 – изолированный электрод; 2 – корпус МРБ; 3 – канал электрического разряда; 4 – направляющее отверстие электродной пары (ЭП); 5 – преграда; l_e – длина межэлектродного промежутка; h_e – расстояние от торца МРБ до торца изолированного электрода; D_n – диаметр направляющей полости ЭП; H – расстояние от МРБ до преграды; P_m – максимальное давление на преграде от действия одной ЭП

Основной материал

1. Анализ предыдущих исследований. В работе [1] представлено наиболее широкое из известных исследование полей давления, создаваемых многоэлектродными разрядными блоками (МРБ), с помощью многоместных мембранных датчиков. Нагружение производили при неизменных параметрах: зарядное напряжение $U_0 = 25$ кВ, емкость $C = 16,6$ мкФ, индуктивность $L = 5,1$ мкГн, расстояние между торцом электродной пары направленного воздействия и мембраной $H_z = 50$ мм (рис. 1), осевое положение изолированного электрода в разрядной полости $h_e = 95$ мм, межэлектродное расстояние $l_e = 30$ мм. Механические свойства материалов используемых мембран характеризуются параметрами: стали 08кп – предел прочности $\sigma_s = 379$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 234$ МПа, относительное удлинение $\delta = 18\%$; сплава АК4-1 – $\sigma_s = 325$ МПа, $\sigma_T = 290$ МПа, $\delta = 6\%$. Толщина стальных мембран составляла 0,6...0,8 мм, алюминиевых – 0,6 мм.

Результаты исследований [1, 2] показали, что при определенном соотношении геометрических, механических и физических свойств мембраны и нагружающего импульса мембрана, как чувствительный элемент датчика, регистрирует только действие прямой ударной волны. Деформация мембраны происходит в течение характеристического времени θ или за меньший промежуток времени. При этом величина прогиба прямо пропорциональна величине пикового давления ударной волны P_m в определенном диапазоне $\bar{d} = d/s$, где d – диаметр отверстия датчика, s – толщина мембраны (рис. 2). Примерно этот диапазон определен как $\bar{d} < (6...8)$.

Здесь для оценки импульсного нагружения принят параметр «эквивалентное статическое давление», который рассчитывается по известной формуле Лапласа для сферического элемента по измеренному прогибу (остаточной деформации) мембраны. Давления приведены в нормированном виде $\bar{P}_d = P_d / P_m$, где P_m – максимальное (пиковое) давление ударной волны. Относительный прогиб мембраны $\bar{h} = h / d$.

Необходимо отметить некоторую неточность на представленных графиках. Мембрана имеет нижний уровень чувствительности, который определяется пределом пластичности материала, из которого она изготовлена. Если во время нагружения напряжения в мембране не превысят предела текучести, то после снятия нагрузки упругая деформация исчезнет. Поэтому кривые на графиках должны начинаться не с нуля, а с определенного значения, соответствующего началу пластического деформирования материала мембраны.

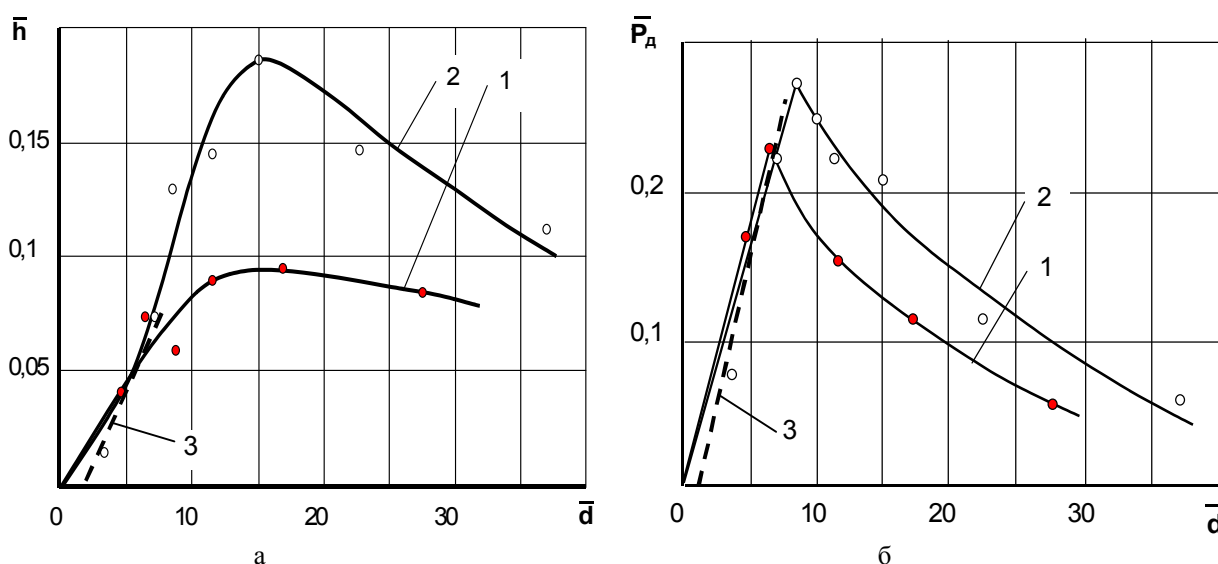


Рис. 2. Изменение относительного прогиба мембраны (а) и относительного эквивалентного статического давления (б) от относительного диаметра мембранного датчика при неизменных параметрах разрядного контура [1]: 1 – сталь 08кп, $s = 0,8$ мм; 2 – сплав АК4-1, $s = 0,6$ мм; 3 – корректировка начальных участков кривых

Весьма существенным здесь является то, что начальные участки кривых практически линейны в указанном диапазоне $\bar{d}$, физических и механических свойств мембран при заданных параметрах ударной волны P_m и θ , определяемых электрическими параметрами разрядного контура и геометрией разрядного устройства.

Линейная зависимость между деформацией и параметрами $\bar{h}$ и $\bar{P}_d$ означает, что деформация мембраны происходит только за время действия ударной волны. При увеличении параметра $\bar{d}$ величина $\bar{P}_d$ достигает максимума и начинает уменьшаться, что говорит о вовлечении в процесс деформирования других факторов нагружения [1, 2].

Характеристическое время можно рассчитать с достаточной точностью с помощью известных формул [3, 4]:

$$\theta = \tau_{0,1} / \ln 10; \quad \tau_{0,1} = 0,74 \tau_1 \bar{r}^{1/8};$$

$$\bar{r} = r \cdot \left(\frac{\rho_1 l_e}{U_0^2 C^2 L} \right)^{1/4}, \quad (1)$$

где τ_1 – длительность первого полупериода тока разряда; ρ_1 – плотность передающей среды.

Так, для указанных условий значение характеристического времени, полученное по этим зависимостям, $\theta_{расч} = 30,3 \cdot 10^{-6}$ с, а по данным экспериментов $\theta_{эсп} = 26 \cdot 10^{-6}$ с. Расхождение составляет 16,5%, что вполне приемлемо для инженерных расчетов.

Представленную выше связь между величиной деформации мембраны (см. рис. 2) и параметрами ударной волны можно использовать для определения распределения давления ударных волн по поверхности преграды во времени с помощью комбинированных измерений с одним пьезодатчиком и множественным мембранным датчиком.

2. Методика проведения экспериментов и обработки их результатов. Методика проведения исследований полей нагружения, создаваемых ударными волнами, которые генерируются разрядной камерой определенной конструкции, состоит в поэтапном применении для измерений различных типов датчиков и соответствующей обработки результатов измерений.

На первом этапе используют пьезодатчик для определения параметров P_m и θ при различных электрических параметрах разрядов. Диапазон изменения электрических характеристик разрядных конту-

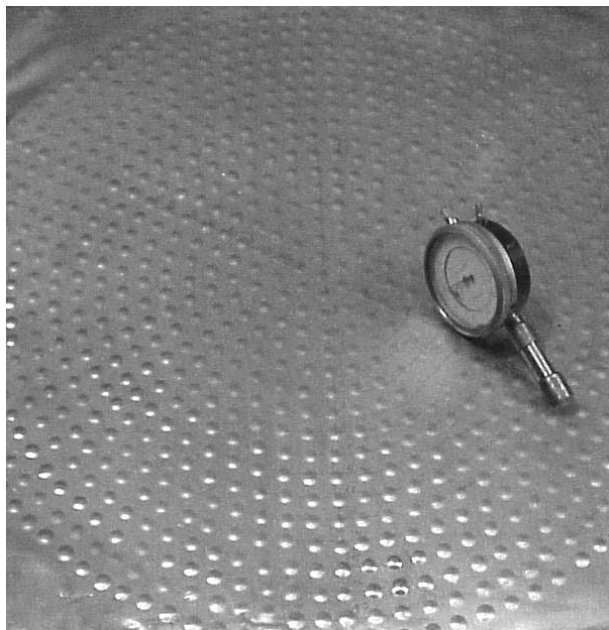


Рис. 3. Мембрана после нагружения и индикаторная головка с приспособлением для измерения прогибов мембраны в местах расположения единичных датчиков: диаметр отверстий в корпусе ММДД 6 мм; шаг их расположения 12 – 13 мм; количество отверстий 1261

ров U_0 , C , L , l_e определяется конструктивным исполнением генератора импульсных токов электрогидроимпульсной установки или прессы. Для регистрации кривой давления можно использовать запоминающий осциллограф (например, марки С8-13) или аналого-цифровой преобразователь для вывода сигнала на персональный компьютер и его последующей обработки. Координаты расположения пьезодатчика согласовывают с предполагаемой точкой максимального давления (см. рис. 1).

На втором этапе выполняют тарирование мембраны из определенного листового материала по ее прогибу $h = f(P_m, \theta)$ или в пересчете по параметру «эквивалентное статическое давление» $P_d = f(P_m, \theta)$ при тех же параметрах разрядов U_0 , C , L , l_e (тех же P_m и θ) для выбранного диаметра отверстия в корпусе мембранного датчика при условии $\bar{d} < (6...8)$.

На следующем этапе проводят измерения полей нагружения с помощью ММДД при заданных условиях эксперимента и измерение массива данных $H_i =$

$= (h_i; x_i; y_i)$ по прогибам мембраны в местах расположения единичных датчиков (рис. 3).

В ряде операций ЭГШ (калибровка, чеканка, вырубка) заготовка практически полностью прилегает к формозадающей поверхности, то есть является очень жесткой. Для таких процессов определяющим фактором нагружения является пиковое давление ударной волны P_m . Для случая нагружения жесткой заготовки ударными волнами (прямыми и отраженными), исходящими от одной электродной пары, параметр θ можно с удовлетворительной точностью рассчитать по формулам (1). Тем более что характеристическое время θ , которое существенно зависит от величины емкости C , для таких процессов не является определяющей величиной, что убедительно показано в работе [5].

Обработку результатов измерений следует вести с учетом расстояния между каналом разряда и точкой расположения единичного датчика ММДД на преграде $r_i = f(x_i; y_i; z_i)$ и скорости распространения ударных волн в жидкости с тем, чтобы учесть разность во времени воздействия ударной волны на различные участки преграды (см. рис. 1).

Для разрядных куполообразных камер, оснащенных одной электродной парой, необходимо учитывать также разность во времени воздействия прямой и отраженных от купола камеры ударных волн. На отдельных участках (чаще всего периферийных) интенсивность отраженных волн может превышать таковую от действия прямых ударных волн. При наложении прямой и отраженной волны со смещением по времени прихода фронтов практически происходит увеличение длительности их воздействия, которое при обработке будет учтено возрастанием характеристического времени θ .

Особую сложность представляет обработка результатов измерений полей давлений, создаваемых многоэлектродными разрядными блоками (см. рис. 1). При наложении на преграде ударных волн, исходящих от нескольких разрядных каналов, происхо-

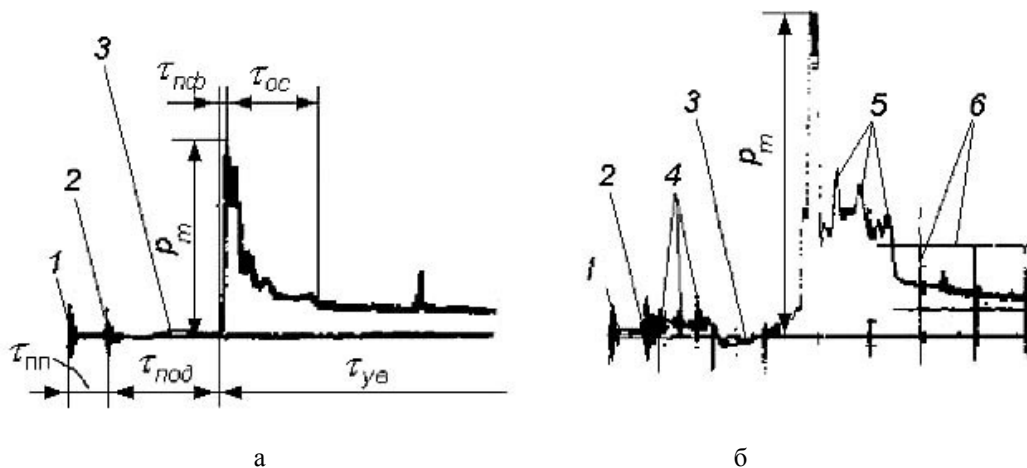


Рис. 4. Типовые осциллограммы ударных волн, генерируемых МРБ: а – при разряде на одной ЭП; б – при совместном разряде на семи ЭП; 1 – метка от помехи при запуске развертки (момент замыкания разрядного контура); 2 – метка от помехи при пробое межэлектродного промежутка; 3 – наводка от разрядного тока; 4 – метки от помех пробоев при совместном разряде; 5 – пики P_{mi} ударных волн от удаленных ЭП; 6 – экранная сетка; $\tau_{пп}$ – предпробойный промежуток времени; $\tau_{под}$ – время подхода ударной волны; $\tau_{нф}$ – время нарастания переднего фронта; $\tau_{ос}$ – время спада давления; $\tau_{ув}$ – время действия ударной волны

дит их нелинейное взаимодействие, что приводит к нелинейно-большому возрастанию результирующего давления [1]. Работа МРБ характеризуется довольно большим разбросом по времени срабатывания отдельных электродных пар, что существенно влияет на стабильность результатов. В целом эффекты нелинейного взаимодействия и несинхронности разрядов приводят к увеличению параметров P_m и θ (рис. 4).

Конечно, такие сложные кривые (см. рис. 4) невозможно восстановить только по прогибу мембраны, образовавшемуся в результате пластического деформирования. Реальная кривая импульса ударной волны будет аппроксимирована и представлена в типовом виде

$$P_{ij} = P_{mij} \cdot e^{-\frac{\tau}{\theta_{ij}}}, \quad (2)$$

где P_{mij} – пиковое давление ударных волн в i -й точке на преграде с координатой $r_{ij} = f(x_{ij}, y_{ij}, z_{ij})$ от j -го количества учитываемых ударных волн; θ_{ij} – характеристическое время ударной волны в i -й точке.

Линейный характер начального участка кривых $\bar{P}_d$ (см. рис. 2, б) дает основания предположить, что зависимость $\bar{P}_d = f(P_m)$ будет также линейна в дос-

точно широком диапазоне P_m при заданных параметрах d и s ($\bar{d} < (6 \dots 8)$) и материала мембраны. По результатам опытов можно построить семейство прямых $\bar{P}_d = f(P_m)$ для различных $\bar{d}$ и материала мембраны. При этом для построения прямой достаточно двух точек (двух опытов), полученных для больших и малых значений P_m .

Так кривая, представленная на рис. 4, а, хорошо

описывается выражением $P = 50 \times e^{-\frac{\tau}{30 \times 10^{-6}}}$, МПа.

При этом $P_m = P_d / \bar{P}_d = 12,5 / 0,25 = 50$ МПа. В этом случае параметр $\bar{P}_d$ служит коэффициентом преобразования величины давления P_d , рассчитанного по фактическому прогибу мембраны, в величину пикового давления ударной волны P_m .

Таким образом, по результатам измерений с помощью многоместных мембранных датчиков для каждой i -й точки (i -го единичного датчика) с координатами (x_i, y_i) на поверхности мембраны можно определить параметры P_{mi} и θ_i для формулы (2). Соответственно, можно описать распределение давления на поверхности преграды в различные моменты времени.

Для случая нагружения ударными волнами, исходящими от нескольких электродных пар, когда происходит наложение и нелинейное взаимодействие нескольких ударных волн (см. рис. 4, б), параметр θ можно определить двумя методами.

Первый метод предполагает статистическую обработку результатов измерений с помощью пьезодатчиков по параметру θ . Затем в формулы (1) вводят поправочные коэффициенты, которые будут учитывать количество работающих электродных пар, несинхронность разрядов и разность во времени подхода ударных волн к заданной точке на преграде. То есть комбинированное нагружение несколькими ударными волнами (см. рис. 4, б) выполняют простой аппроксимацией по формуле (2), что вполне соответствует задаче моделирования технологических операций с жесткой заготовкой.

Второй метод подходит для моделирования технологических операций с податливой заготовкой. Здесь все факторы нагружения играют важную роль. Прямая ударная волна определяет начальный этап деформирования податливой заготовки, обеспечивая условия возникновения явления кавитации. Отраженные волны и ударные волны, исходящие от удаленных электродных пар, вторичные ударные волны осуществляют последующее нагружение заготовки, что существенным образом сказывается на величине прогиба и форме деформированной заготовки.

Поэтому здесь необходимо представить сложную кривую нагружения ударными волнами (см. рис. 4, б) как совокупность отдельных ударных волн с учетом их нелинейного взаимодействия (рис. 5). Пиковые значения $P_{\Sigma m2}$ и $P_{\Sigma m3}$ не являются результатом простого алгебраического суммирования величин давления двух или трех ударных волн в заданный момент времени. Величины $P_{\Sigma m2}$, $P_{\Sigma m3}$ получены путем умножения алгебраической суммы на коэффициент, учитывающий особенности нелинейного взаимодействия: количество ударных волн, ин-

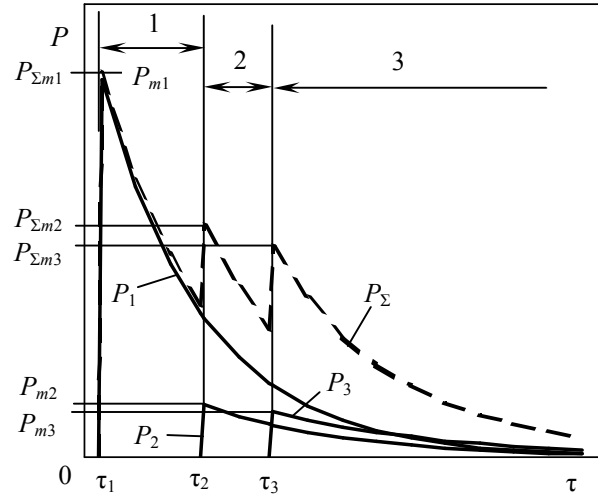


Рис. 5. Аппроксимация кривой давления при взаимодействии нескольких ударных волн: 1, 2, 3 – периоды действия одной, двух, трех ударных волн соответственно; P_1 , P_2 , P_3 – кривые давления первой, второй, третьей ударных волн соответственно; P_{m1} , P_{m2} , P_{m3} – пиковые значения давления ударных волн; P_Σ – кривая давления, полученная в результате взаимодействия ударных волн; $P_{\Sigma m1}$, $P_{\Sigma m2}$, $P_{\Sigma m3}$ – пиковые значения результирующего давления от одной, двух, трех ударных волн соответственно; τ_1 , τ_2 , τ_3 – время достижения преграды первой, второй, третьей ударной волной соответственно

тенсивности ударных волн в данный момент времени и рассматриваемой точке взаимодействия, углы распространения ударных волн по отношению друг к другу и к преграде, форма и жесткость преграды, акустические свойства передающей среды и другие.

В таких задачах значения коэффициентов, учитывающих особенности нелинейного взаимодействия, более точно можно определить из сравнительных опытов с применением пьезоэлектрических датчиков, а также многоместных мембранных датчиков, позволяющих получить подробную картину интегрального воздействия всех ударных волн с учетом их нелинейного взаимодействия. Моменты времени τ_1 , τ_2 , τ_3 рассчитывают по траектории движения ударных волн с учетом скорости их распространения в определенной передающей среде.

Величины P_{m1} , P_{m2} , P_{m3} , θ_1 , θ_2 , θ_3 можно рассчитать по известным эмпирическим формулам [3, 4] и внести корректировку по результатам измерений с

помощью пьезоэлектрических датчиков при импульсном нагружении в разрядном устройстве исследуемой конструкции.

При разработке математической модели и алгоритма расчета необходимо учитывать ту особенность, что при измерениях на жесткой преграде давление ударных волн примерно удваивается за счет их отражения. Поэтому расчетную модель нужно строить с учетом реальной податливости преграды (заготовки) на различных этапах ее деформирования.

Заключение

Предложенный метод измерения параметров нагружения различными разрядными устройствами (с одной парой электродов и несколькими парами), которые применяются для импульсного формообразования листовых деталей, позволяет определить параметры импульса давления на больших площадях нагружения с учетом фактора времени. При этом получаемые аппроксимации имеют более высокую точность, чем теоретические методы, несмотря на погрешности, вносимые принятыми допущениями, так как они основываются на результатах измерений.

Разработка моделей, учитывающих другие факторы нагружения (явление кавитации, вторичные ударные волны от схлопывания парогазовой и кавитационной полостей, гидротоки от расширяющихся парогазовых полостей, квазистатическое давление парогазовой полости и другие), требует дальнейшего исследования, как литературных источников, так и экспериментального, для количественного определения их влияния на процесс деформирования листовой заготовки.

Кроме этого, заготовка в процессе деформирования изменяет свою податливость, фланец заготовки

также перемещается в процессе штамповки, материал заготовки подвергается упрочнению в результате пластического деформирования. Для корректного моделирования необходимо также учитывать и эти изменяющиеся параметры заготовки.

Литература

1. Князев М.К. Исследование, разработка и внедрение технологических процессов электрогидравлической штамповки с применением многоэлектродных разрядных блоков / Дис. ... канд. техн. наук. – Х.: ХАИ, 1995. – 223 с.
2. Антоненко А.А., Чебанов Ю.И., Князев М.К. Исследование процессов электрогидравлической штамповки на установках с многоэлектродными разрядными блоками // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2004. – № 1 (7). – С. 23-32.
3. Кривицкий Е.В., Шамко В.В. Переходные процессы при высоковольтном разряде в воде. – К.: Наук. думка, 1979. – 208 с.
4. Шамко В.В. Интегральные характеристики плазмы подводного искрового разряда // Журн. техн. физики. – 1978. – 48. – Вып. 5. – С. 967-971.
5. Князев М.К., Чебанов Ю.И., Мананков О.В. Согласование параметров оборудования с характером технологических задач электрогидравлической листовой штамповки // Вопросы проектирования и производства летательных аппаратов. Сб. научн. тр. Нац. аэрокосмич. ун-та им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – Х.: НАКУ "ХАИ", 2004. – Вып. 36 (1). – С. 95-102.

Поступила в редакцию 31.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.С. Воробьев, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

УДК 621.7.044

А.Г. БАХМЕТ, В.К. БОРИСЕВИЧ, В.В. ТРЕТЬЯК

*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ПОСТРОЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ОБЖИМА ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ
КОНИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ ИМПУЛЬСНЫМ ДЕФОРМИРОВАНИЕМ**

Рассмотрен подход к моделированию напряженно-деформированного состояния оболочки цилиндрической формы, на которую воздействует импульсное нагружение. Приведена численная модель поставленной задачи.

обжим, цилиндрическая оболочка, импульсное нагружение, напряженно-деформированное состояние, ударная волна, взрывная штамповка

Введение

Процесс деформации взрывом представляет собой движение деформируемой сплошной среды.

Одним из распространенных методов расчета напряженно-деформированного состояния оболочек импульсным нагружением является решение многопараметрической модели на основе решения дифференциальных уравнений в частных производных методом конечных разностей [1].

В предлагаемой модели система заготовка представляет собой оболочку вращения цилиндрической формы, рис. 1, которая преобразуется в коническую форму.

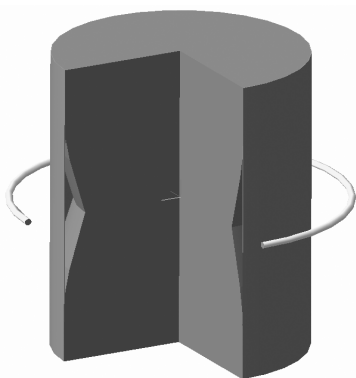


Рис. 1. Модель обжима

Прикладываемая внешняя нагрузка осесимметрична и создает при взрыве взрывчатого вещества торообразной геометрии. Оболочка заменяется элементами, которые характеризуются центром масс, размерами и массой (рис. 2).

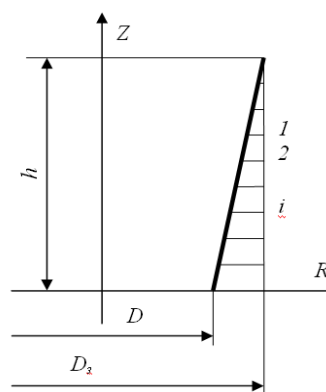


Рис. 2. Модель оболочки

Элемент заготовки под действием детонационных сил находится в осесимметричном напряженном состоянии. Для расчетной схемы нагружение элемента выбрано в виде представленном на рис. 2. На этот элемент действуют (рис. 3): P – сила волны взрыва направленная под углом; β_i – от центра расположения заряда к элементу; N_ϕ – тангенциальные усилия (или окружные); N – осевые силы; α_i – угол наклона элемента к оси OZ ; R_i – расстояние от оси до центра масс элемента; $d\phi$ – элементарный угол i -го элемента. Считается, что $d\phi \rightarrow 0$ (рис. 4).

Для выбранной нагрузки уравнение движения в проекциях записывается в виде дифференциальных уравнений движения элементов заготовки, представленных в конечно-разностном виде.

Модель использует: уравнение сохранения массы и уравнение движения:

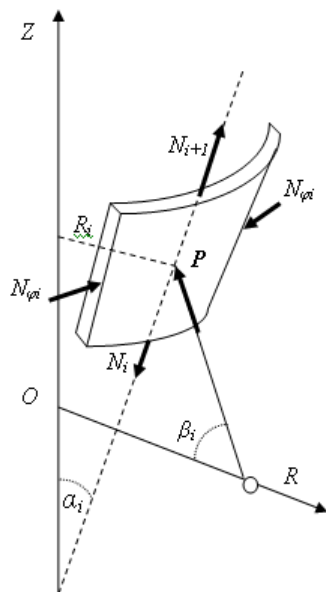


Рис. 3. Элемент оболочки

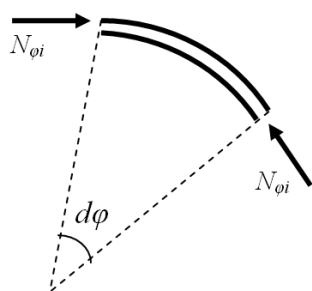


Рис. 4. Элементарный угол элемента

Уравнение движения в проекциях на оси выбранной системы координат записываются в виде:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot \ddot{z} &= P \cdot \sin \beta_i + N_{i-1} \cos \alpha_i - N_i \cos \alpha_i; \\ m_1 \cdot \ddot{R} &= P \cdot \cos \beta_i + N_{i-1} \sin \alpha_i - \\ &- N_i \sin \alpha_i + 2 \cdot N_{\varphi} \sin \frac{d\varphi}{2}, \end{aligned} \quad (1)$$

где m – масса i -го элемента; $\ddot{z}$ – ускорение элемента вдоль оси OZ; $\ddot{R}$ – ускорение элемента вдоль оси OR.

В этих уравнениях можно принять

$$m_i = V_i \cdot \rho; \quad (2)$$

$$N_{i-1} = F_{i-1} \cdot \sigma_{ri-1}; \quad (3)$$

$$N_i = F_i \cdot \sigma_{ri}; \quad (4)$$

$$N_{\varphi} = F_{\varphi i} \cdot \sigma_{\varphi}; \quad (5)$$

$$P = P_i \cdot F_{ri}; \quad (6)$$

где V_i – объем i -го элемента; ρ – плотность материала заготовки; F_{i-1} , F_i , F_{ri} , $F_{\varphi i}$ – площади поверхностей элемента (соответственно: верхняя торцевая, нижняя торцевая, лицевая, боковая); P_i – давление на лицевую сторону элемента за фронтом ударной волны; σ_{ri-1} , σ_{ri} – осевые напряжения; σ_{φ} – тангенциальное напряжение.

Учитывая, что $d\varphi \rightarrow 0$, можно принять $\sin d\varphi \approx d\varphi$.

Площади поверхностей можно записать в виде:

$$F_{i-1} \approx F_i = 2 \cdot R_i \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} \cdot s \approx R_i \cdot s \cdot d\varphi; \quad (7)$$

$$F_{ri} \approx R_i \cdot L_i \cdot d\varphi; \quad (8)$$

$$F_{\varphi i} \approx L_i \cdot s, \quad (9)$$

где s – толщина элемента; L_i – длина элемента.

Объем элемента запишется в виде:

$$V_i = 2 \cdot R_i \cdot \sin \frac{d\varphi}{2} \cdot L_i \cdot s \approx R_i \cdot L_i \cdot s \cdot d\varphi. \quad (10)$$

Давление по образующей оболочки при взрывной штамповке распределено не равномерно. Давление в i -й точке образующей определяется по следующей зависимости:

$$P_{0i} = 6,45 \cdot 10^7 \cdot \left(\frac{\sqrt[3]{G}}{L_i} \right)^{1,16}, \quad (11)$$

где P_{0i} – давление в ударной волне; G – масса заряда; L_i – расстояние от заряда до i -й точки образующей:

$$L_i = \sqrt{(R_i - R_G)^2 + (z_i - z_G)^2}, \quad (12)$$

где R_i , z_i – координаты i -й точки; R_G , z_G – координаты заряда ($z_G = 0$).

Изменение давления за фронтом ударной волны определяется по формуле:

$$P_i(t) = P_{0i} = e^{-t/\Theta}, \quad (13)$$

где t – время прихода ударной волны в i -ю точку; Θ – характерное время уменьшения пикового давления в e раз, которое равно:

$$\Theta_i = 1,2 \cdot 10^{-4} \cdot \sqrt{G} \cdot \left(\frac{L_i}{\sqrt[3]{G}} \right)^{0,16}. \quad (14)$$

Давление ударной волны можно представить через две проекции относительно осей OZ и OR (рис. 5):

$$P_{ri} = P_i \cdot \cos \beta; \quad (15)$$

$$P_{zi} = P_i \cdot \sin \beta, \quad (16)$$

где

$$\cos \beta = \frac{0,5 \cdot D_G - R_{oi}}{\sqrt{z_{oi}^2 + (0,5 \cdot D_G - R_{oi})^2}}; \quad (17)$$

$$\sin \beta = \frac{z_{oi}}{\sqrt{z_{oi}^2 + (0,5 \cdot D_G - R_{oi})^2}}. \quad (18)$$

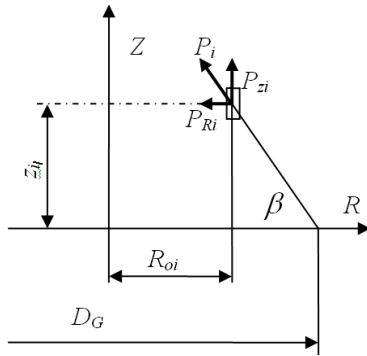


Рис. 5. Воздействие ударной волны на элементы

С учетом записанных выражений уравнение движения запишется в виде:

$$R_i \cdot L_i \cdot s \cdot d\varphi \cdot \rho \cdot \ddot{z} = P_i \cdot R_i \cdot L_i \cdot d\varphi \cdot \sin \beta_i + R_i \cdot s \cdot d\varphi \cdot \sigma_{ri-1} \cos \alpha_i - R_i \cdot s \cdot d\varphi \cdot \sigma_{ri} \cdot \cos \alpha_i; \quad (19)$$

$$R_i \cdot L_i \cdot s \cdot d\varphi \cdot \rho \cdot \ddot{R} = P_i \cdot R_i \cdot L_i \cdot d\varphi \cdot \cos \beta_i + R_i \cdot s \cdot d\varphi \cdot \sigma_{ri-1} \cdot \sin \alpha_i - R_i \cdot s \cdot d\varphi \cdot \sigma_{ri} \cdot \sin \alpha_i + L_i \cdot s \cdot \sigma_\varphi \cdot d\varphi, \quad (20)$$

откуда

$$\ddot{z} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{P_i}{s} \cdot \sin \beta_i + \frac{\cos \alpha_i}{L_i} \cdot (\sigma_{ri-1} - \sigma_{ri}) \right); \quad (21)$$

$$\ddot{R} = \frac{1}{\rho} \left(\frac{P_i}{s} \cdot \cos \beta_i + \frac{\sin \alpha_i}{L_i} \cdot (\sigma_{ri-1} - \sigma_{ri}) + \frac{\sigma_\varphi}{R_i} \right). \quad (22)$$

Схема решения во времени распространения перемещения устойчива в том случае, если шаг определения значений по времени не превышает

$$\Delta t = \frac{2}{\omega_{\max}}, \quad (23)$$

где $\omega_{\max}$ – максимальная собственная частота рассматриваемой системы.

Вычисление ее достаточно сложно и поэтому для ее оценки используется следующая величина:

$$\omega_{\max} = \frac{2 \cdot a}{\Delta x_{\min}}, \quad (24)$$

где $\Delta x_{\min}$ – минимальный характерный размер; a – скорость звука в материале (скорость возмущений):

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (25)$$

где E – модуль упругости. В предлагаемой модели в качестве $\Delta x_{\min}$ выбиралась длина элемента L .

Следовательно:

$$\Delta t_{nl} = \frac{2 \cdot L}{a}. \quad (26)$$

1. Начальный этап воздействия импульса на элемент оболочки

Начальный этап воздействия импульса на элемент характеризуется тем, что связь между элементами не учитывается, т.е. в начальный момент времени σ_{ri-1} , σ_{ri} и σ_φ равны нулю. В этом случае ускорения движения элемента можно записать в виде:

$$\ddot{z} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{P_i}{s} \cdot \sin \beta_i; \quad (27)$$

$$\ddot{R} = \frac{1}{\rho} \cdot \frac{P_i}{s} \cdot \cos \beta_i. \quad (28)$$

Это движение осуществляется до тех пор, пока детонационная волна в материале заготовки, вызванная нагружением ближайшего к заряду элемента, дойдет до конца свободного элемента и вернется обратно к первоначально нагруженному элементу. Следовательно, время 1-го этапа движения равно:

$$\Delta t_{nl} = \frac{2 \cdot L}{a}. \quad (29)$$

Под действием ускорения элемент заготовки выполняет перемещение. Скорость и перемещение центров масс элементов можно определить по формулам:

– вдоль оси OZ:

$$(v_i)_1 = \ddot{z}_i \cdot \Delta t; \quad (v_i)_2 = (v_i)_1 + \ddot{z}_i \cdot \Delta t; \dots;$$

$$(v_i)_j = (v_i)_{j-1} + \ddot{z}_i \cdot \Delta t; \quad (30)$$

$$z_1 = \ddot{z}_1 \cdot \frac{\Delta t^2}{2}; \quad z_2 = z_1 + \dot{z}_1^2 \cdot \Delta t + \ddot{z}_2 \cdot \frac{\Delta t^2}{2}; \dots;$$

$$z_j = z_{j-1} + (v_i)_{j-1} \cdot \Delta t + \ddot{z}_i \cdot \frac{\Delta t^2}{2}. \quad (31)$$

– вдоль оси OR:

$$(v_i)_1 = \ddot{R}_i \cdot \Delta t; \quad (v_i)_2 = (v_i)_1 + \ddot{R}_i \cdot \Delta t; \dots;$$

$$(v_i)_j = (v_i)_{j-1} + \ddot{R}_i \cdot \Delta t; \quad (32)$$

$$R_1 = \ddot{R}_i \cdot \frac{\Delta t^2}{2}; \quad R_2 = R_1 + v_1 \cdot \Delta t + \ddot{R}_2 \cdot \frac{\Delta t^2}{2}; \dots;$$

$$R_j = R_{j-1} + (v_i)_{j-1} \cdot \Delta t + \ddot{R}_i \cdot \frac{\Delta t^2}{2}. \quad (33)$$

Последние выражения соответствуют i -му элементу на j -м шаге.

2. Особенности 2-го этапа воздействия взрыва на элемент обжима

На 2-ом этапе учитываются связи i -того элемента с $i + 1$ -м и $i - 1$ -м элементами. В качестве 1-го шага 2-го этапа деформирования принимают расчетные значения усилий между соседними элементами, которые возникают благодаря удлинению элементов.

1. Определяется длины элементов и расстояния между центрами тяжести.

2. Определяются углы наклона поверхности граничного элемента, а также положение элемента в центре.

3. Определяется деформации элементов

4. Определяется интенсивности напряжений и компоненты напряжения:

Как отмечено в литературе [2] при значительных отношениях радиуса образующей поверхности к толщине заготовки $\frac{R_{os}}{s} > 10$ напряженное состояние в очаге деформации с достаточной точностью может быть принято плоским. Учитывая, что напряжение σ_r в очаге деформации изменяется от нуля до некоторого наибольшего значения $\sigma_{r \max}$, можно сделать предположение, что главными нормальными напряжениями будут σ_ϕ и σ_n где $\sigma_n = 0$.

Условие пластичности по постоянству максимального касательного напряжения [3] для этого случая имеет вид: $\sigma_\phi = -\sigma_s$. Используя аппроксимационную зависимость для предела упрочнения можно записать:

$$\sigma_s = A \cdot l_i^\alpha, \quad (34)$$

где константы закона упрочнения металла α и A заданы.

Компоненты напряжения:

$$\sigma_R = \frac{2}{3} \cdot \frac{\sigma_s}{l_i} \cdot (l_R - l_S). \quad (35)$$

Полученные зависимости обеспечивают просчет уравнения движения для расчета ускорения в конце 1-го шага Δt для 2-го этапа деформирования.

Заключение

Построенная расчетная модель обжима для получения конической оболочки позволяет просчитать динамику образования оболочки конической формы с контролем параметров, характеризующих ее напряженно-деформируемое состояние.

Литература

1. Андриенко А.М., Имшенецкий А.А. Расчет напряженно-деформированного состояния оболочек при импульсном нагружении. // Процессы и оборудование импульсной штамповки: Сб. науч. тр.; Редкол.: В.К. Борисевич. – Х.: ХАИ, 1989. – С. 27-37.
2. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки: Учебное пособие для вузов. – М.: Машиностроение, 1977. – 278 с.
3. Ударные и детонационные волны. Методы исследования / И.Ф. Кобылкин, В.В. Селиванов, В.С. Соловьев, Н.Н. Сысоев. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 376 с.

Поступила в редакцию 25.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Герасименко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 620.178.152.341.4 + 621.941.01 + 621.923.3

А.П. ПЕТРЕНКО

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

ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ НАСЛЕДСТВЕННОСТЬ И ЕЕ ЗАВИСИМОСТЬ ОТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ НЕКОТОРЫХ СТАЛЕЙ И СПЛАВОВ ПРИ ТОЧЕНИИ И ШЛИФОВАНИИ

Приведены результаты исследования микротвердости методом наклонных шлифов поверхностного слоя сталей 12X18H9T, 40X и сплавов Д16Т, ВТЗ-1 после точения и шлифования. Экспериментально установлена глубина и степень наклепа поверхностного слоя сталей 12X18H9T, 40X и сплавов Д16Т, ВТЗ-1.

технологическая наследственность, поверхностный слой, режимы обработки, микротвердость, наклёп, степень наклёпа, глубина наклёпа, измерения, наклонный шлиф, шероховатость, точение, шлифование

Стремление получить поверхностный слой с наилучшими эксплуатационными характеристиками привело к применению различных технологических процессов финишной обработки. При этом на строение поверхностного слоя и его геометрические и физические параметры оказывает влияние не только вид технологического процесса окончательной обработки, но и режимы обработки, обуславливающие сложные процессы формирования микро-рельефа, твердости, остаточных напряжений поверхностного слоя.

Формированию необходимого качества поверхностного слоя детали в ходе технологического процесса ее изготовления различными методами обработки посвящены работы [1 – 8] и др.

Развитие учения о качестве поверхности привело к установлению прямых зависимостей между режимами обработки и основными характеристиками микро-рельефа и состояния металла поверхностного слоя. Установленные зависимости хорошо объясняют известные факты влияния методов и режимов механической обработки на эксплуатационные свойства деталей машин и являются основой учения о технологической наследственности.

В ходе технологического процесса происходит не только образование необходимой формы, но и изменение свойств материала тела у его поверхно-

сти. Физико-механические свойства поверхностного слоя характеризуются структурно-фазовыми превращениями, эпюрами микротвердости и распределения остаточных напряжений по глубине. Однако вопросу определения оптимальных характеристик физико-механических свойств поверхностного слоя деталей машин в зависимости от режимов обработки уделяется еще недостаточное внимание.

Задачей данного исследования было определение микротвердости и наклёпа поверхностного слоя деталей авиационных двигателей в зависимости от различных методов механической обработки. Согласно заданным условиям образцы в виде втулок изготавливались точением на токарном станке 16К20 и шлифованием на шлифовальном станке 3151. Режимы обработки приведены в табл. 1.

Таблица 1

Режимы обработки

	Марка материала образцов	Частота вращения, об/мин	Скорость, м/мин	Подача, мм/об	Глубина резания, мм
Точение	Д16Т	1000	188,5	0,15	1,5...2,0
	ВТЗ-1	315	59,4	0,14	1,5...2,0
	40Х	630	118,8	0,1	1,0...1,5
	12Х18Н9Т	315	59,4	0,12	1,0...1,5
Шлиф-е	Д16Т	1000		0,07	1,5...2,0
	ВТЗ-1	630		0,07	0,15...0,2
	40Х	630		0,07	0,3...0,5
	12Х18Н9Т	630		0,07	0,15...0,2

В результате механической обработки была получена шероховатость поверхности образцов Rz 20, Rz 10, Ra 0,32 (ГОСТ 2789-73). Шероховатость поверхности определялась на профилографе № 296.

Глубина возникающего при механической обработке упрочнения и наклепа металла после различных режимов обработки определялась путем измерения микротвердости на косых шлифах на приборе ПМТ-3.

Представленные значения микротвердости каждого образца являются среднеарифметической величиной пяти отпечатков для каждого слоя (4-6 слоев по мере удаления от края образца). Микротвердость измерялась на пяти образцах для каждого режима точения и шлифования.

Изменения диаметра отпечатка, а, следовательно, микротвердости при удалении от края микрошлифа на образцах из сплава Д16Т показаны на рис. 1.

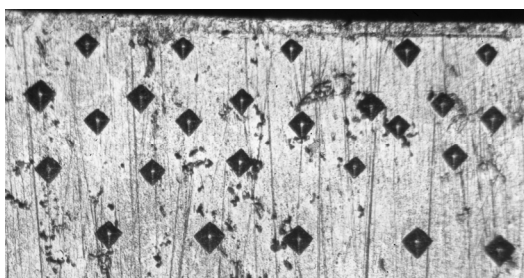


Рис. 1. Образец 123В × 150

Распределение микротвердости по глубине образцов для сплава Д16Т показано на рис. 2, 3 и 4.

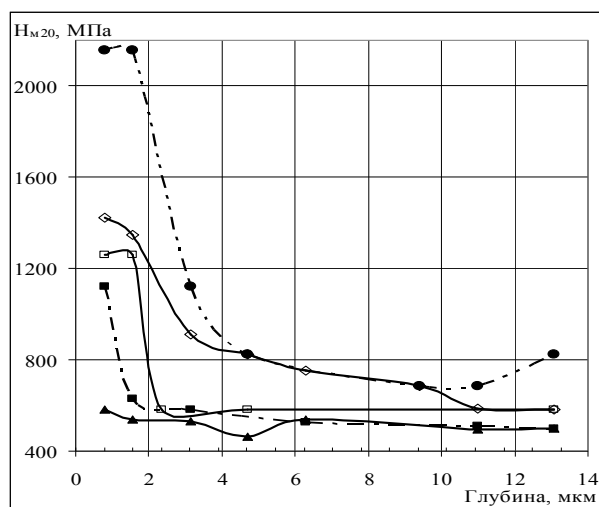


Рис. 2. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 20

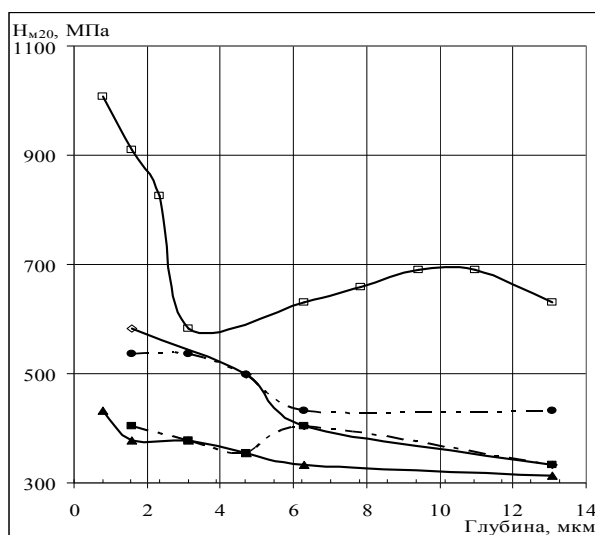


Рис. 3. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 10

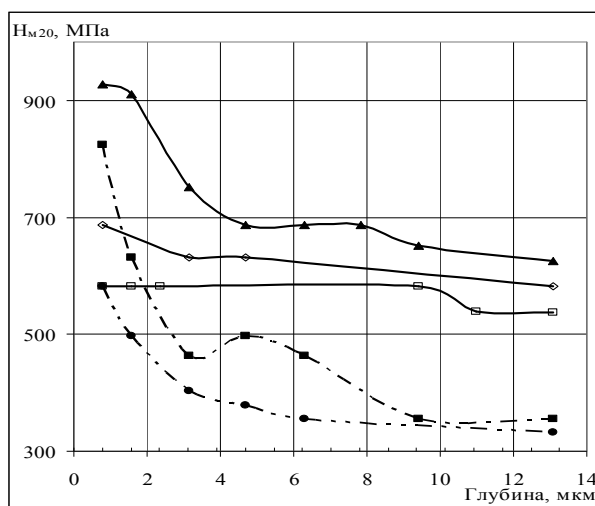


Рис. 4. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Ra 0,32

Измерение микротвердости на образцах из сплава Д16Т показало, что микротвердость увеличивается к поверхности образца относительно сердцевины на всех образцах для всех режимов резания в пределах от $H_{m20} = 340$ МПа до $H_{m20} = 1284 \dots 2157$ МПа.

Максимальное увеличение микротвердости при различных видах механической обработки происходит на глубине от 0,784 до 3,136 мкм.

Глубина распространения наклёпа и степень наклёпа на образцах из сплава Д16Т показана соответственно на рис 5, 6.

На образцах из титанового сплава ВТ3-1 при точении до Rz 20 и Rz 10 максимальная твердость на-

блюдается на глубине 1,569 мкм от поверхности ($H_{m50} = 3620 \dots 3840$ МПа). Твердость сердцевины составляет $H_{m50} = 3260 \dots 3480$ МПа. (рис. 7, 8).

Степень наклепа после различных видов обработки титанового сплава представлена на рис. 10.

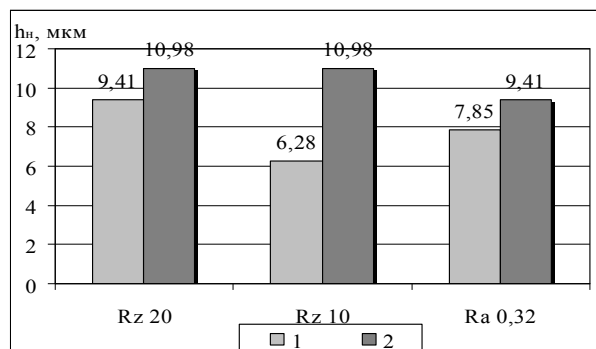


Рис. 5. Глубина распространения наклепа:
1 – на наружной поверхности;
2 – на внутренней поверхности

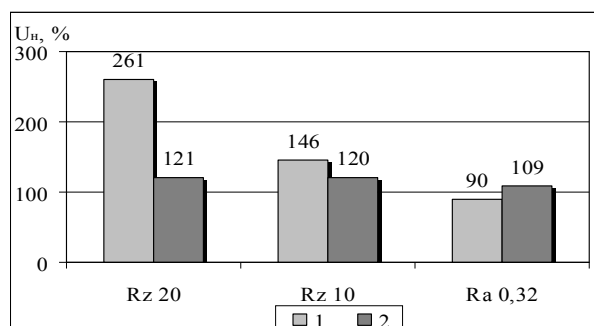


Рис. 6. Степень наклепа для сплава Д16Т:
1 – на наружной поверхности;
2 – на внутренней поверхности

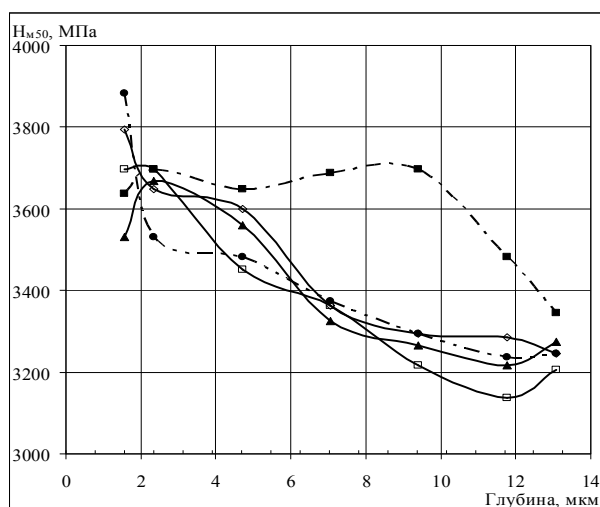


Рис. 7. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 20

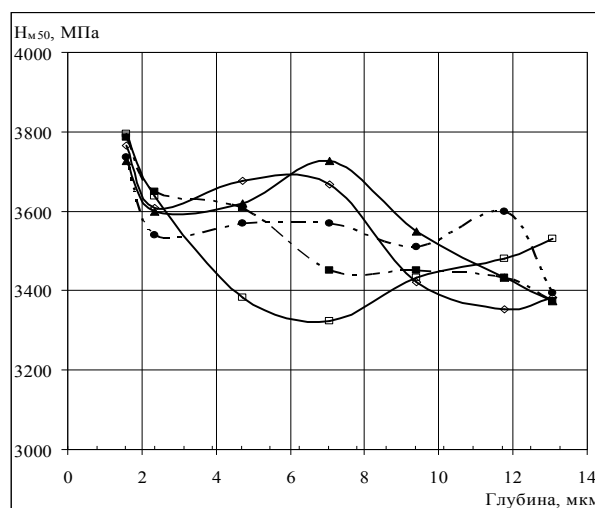


Рис. 8. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 10

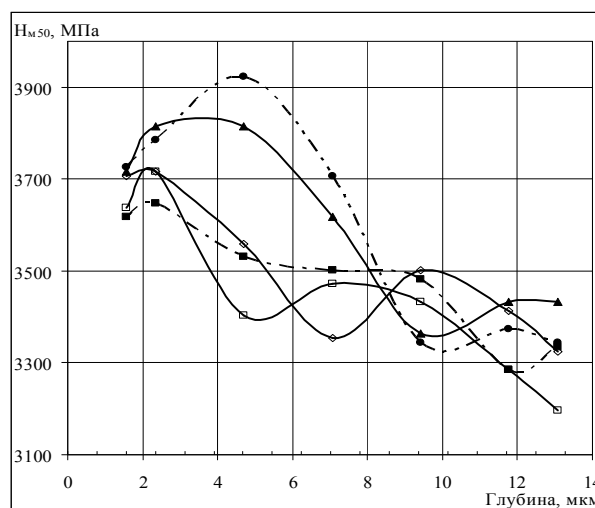


Рис. 9. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Ra 0,32

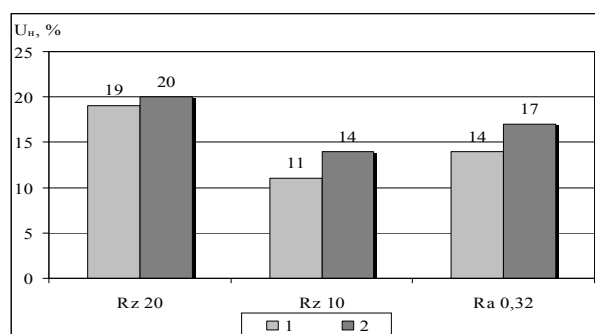


Рис. 10. Степень наклепа для сплава ВТ3-1:
1 – на наружной поверхности;
2 – на внутренней поверхности

При шлифовании титанового сплава ВТ3-1 заметно смещение максимальной твердости на глуби-

ну 2,3 мкм ($H_{M50} = 3740 \dots 3810$ МПа) (рис. 9) по сравнению с точением, где максимальная твердость наблюдается на глубине 1,569 мкм от поверхности ($H_{M50} = 3620 \dots 3840$ МПа)

По результатам измерения микротвердости построены графики (рис. 11, 12, 14) в линейных координатах: расстояние от обработанной поверхности – микротвердость.

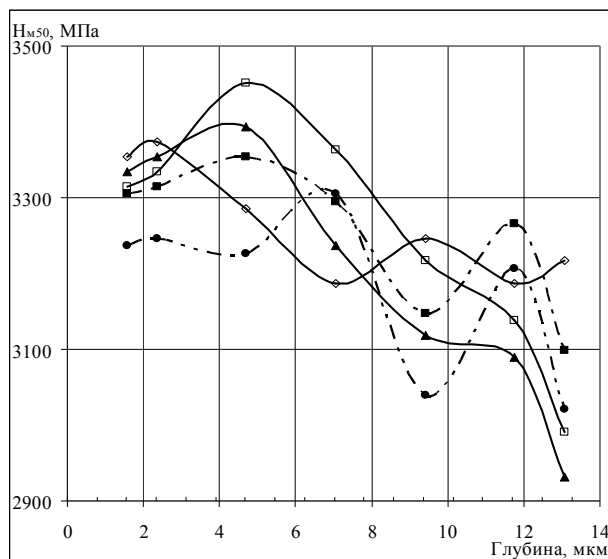


Рис. 11. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 20

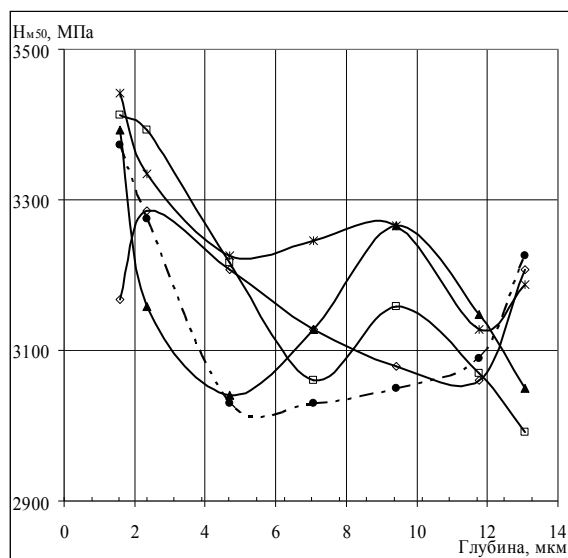


Рис. 12. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 10

Механическая обработка образцов, изготовленных из стали 40X, вызывает следующее упрочнение поверхностного слоя (рис. 13).

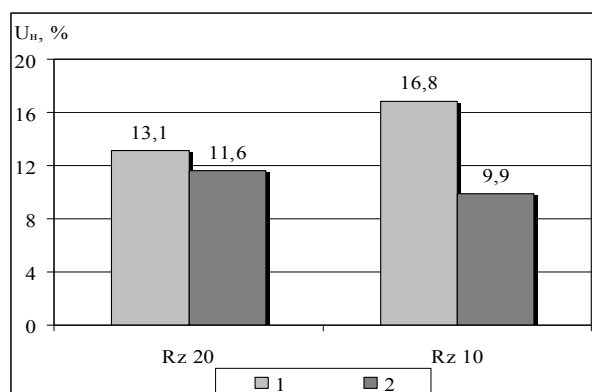


Рис. 13. Степень наклепа для стали 40X:
1 – на наружной поверхности;
2 – на внутренней поверхности

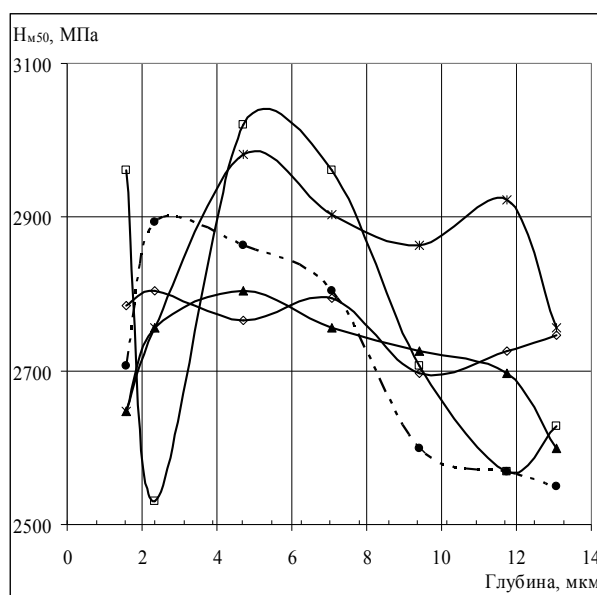


Рис. 14. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Ra 0,32

Характер изменения микротвердости неоднозначный: черновое точение наружной поверхности приводит к получению максимальной микротвердости на глубине 2,353 мкм, для остальных образцов максимум микротвердости находится на глубине 1,57 мкм.

На образцах, изготовленных из стали 12X18H9T, наблюдается увеличение микротвердости на глубине 0,78...1,57 мкм, затем идет снижение микротвердости ниже уровня микротвердости сердцевины на глубине от 1,57 мкм до 6,28 мкм и далее повышение до уровня значений сердцевины (рис. 15, 16, 17).

Твердость сердцевины в среднем равна
 $H_{M50} = 2260$ МПа.

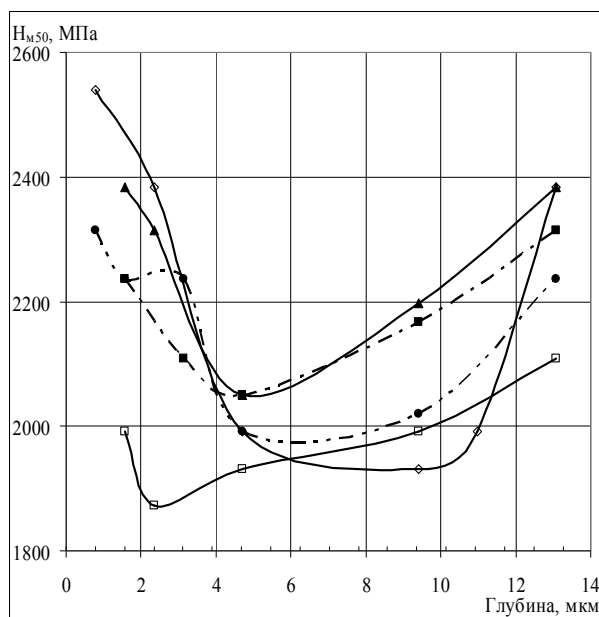


Рис. 15. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 20

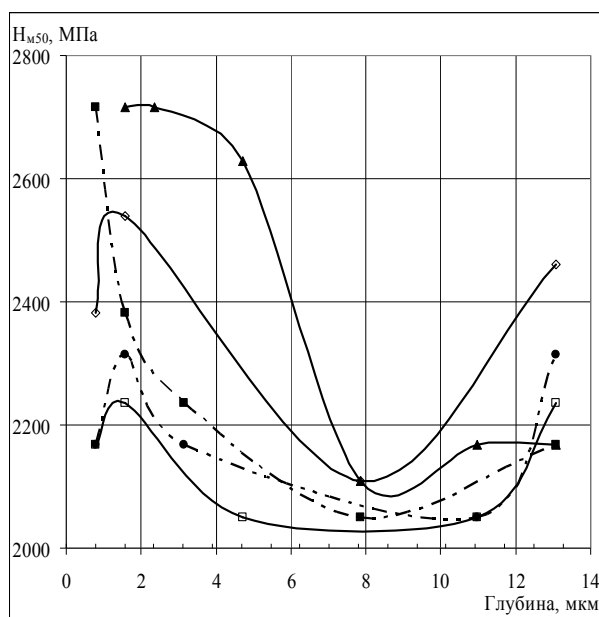


Рис. 16. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Rz 10

Глубина распространения наклепа составляет:

- на наружной поверхности – от 0,784 мкм до 1,57 мкм (в отдельных случаях до 4,7 мкм);
- на внутренней поверхности – от 0,784 мкм до 1,57 мкм (в отдельных случаях до 10,98 мкм).

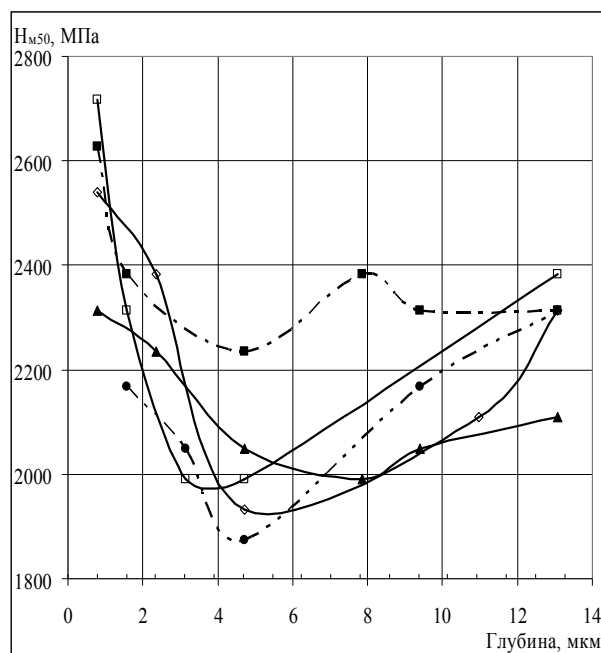


Рис. 17. Распределение микротвердости поверхностного слоя по его глубине для шероховатости Ra 0,32

Степень наклепа, определяемая процентным отношением изменения микротвердости, к стабильной микротвердости сердцевины представлена на рис. 18.

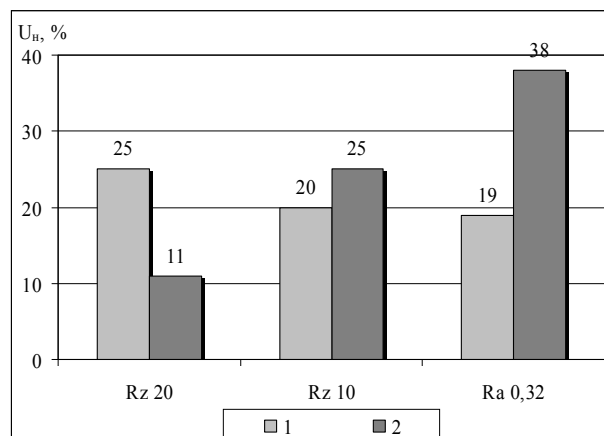


Рис. 18. Степень наклепа для стали 12X18H9T:

- 1 – на наружной поверхности;
- 2 – на внутренней поверхности

Выводы

1. Исследование микротвердости поверхностных слоев показало, что практически после всех видов точения в приповерхностных слоях сталей и сплавов

наблюдается бóльшая микротвердость, чем в сердцевине образца, что объясняется упрочнением его при пластической деформации.

2. При наклепе приповерхностный слой в результате механической обработки сталей и сплавов упрочняется неодинаково. Так для сплава Д16Т степень упрочнения составляет 8 – 161%. Для ВТЗ-1 эта величина составляет 5,2 – 16%. Сталь 12Х18Н9Т поверхностно упрочняется на 3 – 35%; 40Х – 3,5 – 4,6%, что связано с химическим составом исследуемых материалов.

3. Результаты измерения микротвердости позволили установить глубину наклепанного слоя различных сталей и сплавов. Для ВТЗ-1 и 40Х она составляет 12 мкм; для Д16Т и 12Х18Н9Т – от 0,784 до 10,98 мкм.

4. Разница в значениях микротвердости образцов и степени наклепа для одной марки материала и одной шероховатости поверхности объясняется тем, что подготовка микрошлифов производилась механическим путем, в результате чего возникает вторичный поверхностный наклеп на поверхности микрошлифа.

5. Для определения оптимальных характеристик физико-механических свойств поверхностного слоя деталей авиационных двигателей целесообразно проводить также исследования структурно-фазовых превращений после различных видов механической обработки, так как, например, при шлифовании титановых сплавов наблюдается альфирование поверхностного слоя, в результате чего он приобретает излишнюю хрупкость, а при шлифовании дюралюминов наблюдаются случаи поверхностного разупрочнения.

6. Разработка проблемы технологической наследственности является основой нового научного и практического направления в технологии машиностроения, имеющего целью приведение эксплуата-

ционных качеств деталей машин технологическими методами в самом процессе изготовления деталей авиационных двигателей.

Литература

1. Алексеев П.Г. Машинам быть долговечными. – Тула: Приокское кн. изд-во, 1973. – 136 с.
2. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
3. Маталин А.А. Влияние механической обработки на износостойчивость стальных деталей машин // Вестник машиностроения. – 1954. – № 10. – С. 57-62.
4. Рыжов Э.В., Суслов А.Г., Федоров В.П. Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 176 с.
5. Сулима А.М., Евстигнеев М.И. Качество поверхностного слоя и усталостная прочность деталей из жаропрочных и титановых сплавов. – М.: Машиностроение, 1974. – 256 с.
6. Сулима А.М., Шулов В.А., Ягодкин Ю.Д. Поверхностный слой и эксплуатационные свойства деталей машин. – М.: Машиностроение, 1988. – 240 с.
7. Ящерицын П.И., Рыжов Э.В., Аверченко В.И. Технологическая наследственность в машиностроении. – Минск: Наука и техника, 1977. – 255 с.
8. Ящерицын П. И. Технологическая наследственность и эксплуатационные свойства шлифованных деталей. – Минск: Наука и техника, 1971. – 210 с.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.К. Борисевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.762

В.М. КИСЕЛЬ, Ю.И. ЕВДОКИМЕНКО, В.Х. КАДЫРОВ, Г.А. ФРОЛОВ*Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАНУ, Украина***ВЫСОКОСКОРОСТНОЕ ВОЗДУШНО-ТОПЛИВНОЕ НАПЫЛЕНИЕ –
СОВРЕМЕННЫЙ МЕТОД НАНЕСЕНИЯ ЖАРО- И ИЗНОСОСТОЙКИХ
МЕТАЛЛИЧЕСКИХ И КОМПОЗИЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ**

Рассмотрены особенности технологии высокоскоростного воздушно-топливного напыления и применения ее для нанесения жаро- и износостойких покрытий из порошков высоколегированных сплавов и твердых сплавов на основе карбидов вольфрама и хрома с металлической связкой. Приведены свойства таких покрытий, нанесенных двухкамерной горелкой «Град-В» (ИПМ НАНУ), а также результаты расчета оптимальных гранулометрических составов металлических порошков в зависимости от их температуры плавления.

высокоскоростное газопламенное напыление, высокоскоростное воздушно-топливное напыление, жаростойкие износостойкие металлические и композиционные покрытия, свойства покрытий

Высокоскоростное газопламенное напыление (ВГПН) в кислородно-топливном варианте за последнее десятилетие XX века прочно укоренилось в производстве высокотехнологичных изделий во многих отраслях промышленности, в том числе, в аэрокосмической индустрии [1]. Однако в последние годы все большее внимание привлекает другая разновидность ВГПН – высокоскоростное воздушно-топливное напыление (ВВТН, HVAF-Spraying), суть которого заключается в нагреве и разгоне частиц напыляемого материала потоком продуктов сгорания воздушно-топливной смеси, истекающих под давлением из камеры сгорания (КС) через сопло. Первоначально метод предназначался для нанесения покрытий из относительно легкоплавких металлов – Zn, Al, Cu и их сплавов [2], но уже в конце 90-х годов на экспериментальных установках большой мощности были получены покрытия из суперсплавов и твердых сплавов на основе карбида вольфрама. В настоящее время, после разработки новых схем организации рабочих процессов в камерах сгорания горелок, технология ВВТН позволяет наносить высококачественные покрытия различного назначения на компактном оборудовании, в том числе в ручном режиме. При этом ВВТН превосходит остальные методы газотермического напыления

по производительности и экономической эффективности.

Главной особенностью метода ВВТН, определяющей высокое качество покрытий, является относительно низкая температура газовой фазы потока, позволяющая наносить мелкодисперсные ($< 40\text{ мкм}$) порошки без перегрева частиц и связанных с ним интенсивного окисления и деструкции материалов.

В табл. 1 приведены расчетные температуры продуктов сгорания в воздухе стехиометрических смесей некоторых горючих в характерных сечениях тракта горелки при отсутствии теплообмена на ее стенках и давлении в КС 1,0 МПа, где сечение № 1 – КС перед соплом, № 2 – критическое сечение сопла, № 3 – нижнее по потоку сечение сверхзвукового сопла, № 4 – выходное сечение разгонного канала.

Таблица 1

Температура продуктов сгорания различных горючих в характерных сечениях горелки для ВВТН

Горючее	Температура, К в сечении			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Водород	2355	2160	1600	1740
Пропан	2255	2080	1530	1660
Керосин	2240	2070	1510	1640
Метан	2190	2015	1470	1600

Хотя водород является наиболее термодинамически эффективным горючим газом для горелок, обеспечивая максимальные значения энергетических параметров (удельной энтальпии и кинетической энергии) частиц напыляемого материала, его применение ограничено экономическими соображениями. Промышленные установки ВВТН работают, как правило, на пропане, метане, промышленных газовых смесях (МАРР, МАФ) или керосине.

Из табл. 1 видно, что в воздушно-топливных горелках частицы любых материалов могут быть нагреты до температур порядка 1650 К. Однако предельный размер этих частиц определяется протяженностью зоны нагрева, т.е. размерами горелки, и, соответственно, ее тепловой мощностью, а также эффективностью организации процесса межфазного (газ–частицы) теплообмена в тракте горелки. С учетом, что большинство материалов при температуре $0,9 T_m$ (T_m – температура плавления) имеют пластичность, достаточную для формирования покрытия, можно сделать вывод о принципиальной возможности напыления методом ВВТН порошковых материалов с температурой плавления до 1800 К. Расчеты показывают, что скорость частиц в выходном сечении ствола горелки с тепловой мощностью, ограниченной возможностью применения ее в качестве ручного инструмента, составляет 500 – 1000 м/с в зависимости от их размера, плотности материала и конфигурации разгонного канала.

В то же время опыт «холодного» газодинамического напыления свидетельствует, что большинство металлов и сплавов даже при нормальной температуре достаточно пластичны для ударного деформирования частиц в процессе их соударения с подложкой и образования прочной связи с ней и между собой. Формирование покрытия происходит только при скоростях соударения, превышающих некоторое критическое значение (650 – 800 м/с в зависимости от материала) [3]. При этих скоростях кинетическая энергия частицы оказывается достаточной для

совершения работы ее пластической деформации при формировании контактной площадки и активации на ней химических связей между атомами материалов частицы и подложки с суммарной энергией, превышающей энергию накопленной при соударении упругой деформации. Отмеченная в [4] зависимость коэффициента использования порошка от температуры частиц указывает на снижение критической скорости напыляемости частиц с увеличением их температуры и подтверждает роль пластической деформации в механизме возникновения адгезионных и когезионных связей в покрытии. Очевидно, что достижение в процессах газотермического напыления температуры частиц, соизмеримой с температурой их плавления, не является обязательным условием образования покрытия, и недостаток энтальпии частиц может быть компенсирован их кинетической энергией. Таким образом, метод ВВТН, обеспечивая нагрев металлических частиц до 1500 К и более и одновременно разгон до скоростей, соизмеримых с критической скоростью холодных частиц, в принципе позволяет наносить покрытия из любых металлических порошков, допускающих такой нагрев, а также из композиционных порошков с металлической связкой.

Практика воздушно-топливного напыления подтверждает этот вывод: анализ приведенных в [5 – 7] микроструктур и свойств покрытий из никель-хромовых сплавов Ni-22Cr11AlY, Ni-15CrB4Si, Co-32Ni22Cr8Al0.6Y, твердых сплавов на основе карбида вольфрама WC-12Co, WC-10Co4Cr и карбида хрома Cr3C2-20NiCr, нанесенных по технологии ВВТН (методом AC-HVAF) установкой Intelli-Jet (фирмы UniqueCout Technologies, США), позволяет отнести эти покрытия к наилучшим образцам газотермических покрытий. Для них характерны пористость на уровне менее 1%, высокая адгезионная прочность (металлов – 45 – 75 МПа, карбидов – 65 – 75 МПа), обусловленная минимумом дефектов на границе покрытия с подложкой, и исключительно

низкое содержание оксидов [5]. Детальное исследование химического состава нихромового (Ni80/Cr20) ВВТН-покрытия показало сохранение в нем содержания оксидов на уровне исходного в порошке [8].

В ИПМ НАН Украины разработана схема газодинамического тракта горелочных устройств для ВГПН с расходным управлением параметрами газового потока, позволяющая в 1,5 – 2 раза повысить эффективность процесса межфазного теплообмена без заметной потери скорости частиц [9]. По этой схеме выполнена двухкамерная горелка для ВВТН «Град-В», показанная на рис. 1.



Рис. 1. Внешний вид двухкамерной горелки для ВВТН «Град-В»

С использованием этой горелки были нанесены образцы порошковых покрытий из следующих промышленных порошков:

1. ПР-Х18Н9 (нержавеющая сталь; основа – Fe, 16÷20% Cr, 8÷11% Ni, < 0,9% C; дисперсность – 50 мкм).
2. ПГ-С27 (высоколегированный чугун, основа – Fe, 25÷28% Cr, 3,3÷4,5% C; дисперсность – 80 мкм).
3. ПГ-10Н-01 (самофлюсующийся никель-хромовый сплав; основа – Ni, 14÷20% Cr, 2,8÷3,4% В; дисперсность – 100 мкм).

4. ПГ-СР4 (самофлюсующийся никель-хромовый сплав; основа – Ni, 15÷17% Cr, 3,1÷4% В, 2,7÷3,7% Si, <5% Fe; дисперсность – 100 мкм).

5. ПГ-10К-01 (кобальт-никель-хромовый сплав; основа – Co; 28÷32% Ni, 21÷25% Cr, <2% Fe, 1,3÷1,7% C, 0,8÷1,3% Si, 1,2÷1,8% В, 3,5÷4,5% W; дисперсность – 100 мкм).

6. ВН-20 (металлокерамический твердый сплав; основа – WC, 20% Ni; дисперсность – 80 мкм).

Напыление производилось топливной парой воздух-водород при соотношении компонентов близком к стехиометрическому и давлении в КС $P_{КС} = 1,0$ МПа, расход топливной смеси составлял 27,4 г/с, расход порошка 1,9 – 2,5 г/с. Дистанция напыления составляла 200 мм; скорость перемещения пятна напыления – 80 мм/с. Покрытия наносились на плоские подложки из стали 20 толщиной 4 мм. Толщина покрытия составляла 0,2...1,5 мм, коэффициент использования порошка – 0,43...0,64.

Из образцов покрытий изготавливали шлифы, которые исследовали по методике [9]. Адгезионная прочность определялась штифтовым методом.

Полученные покрытия характеризуются высоким качеством поверхности и стабильностью свойств. Их свойства приведены в табл. 2, характерная микроструктура покрытия из порошка высоколегированного чугуна ПГ-С27 показана на рис. 2.

Таблица 2

Свойства ВВТН покрытий

Марка порошка	Пористость, %	Адгезия, МПа	Твердость, HRC
ПР-Х18Н9	< 1,5	78...83	30...33
ПГ-С27	< 2,0	46...52	48...50
ПГ-10Н-01	< 4,0	68...71	57...62
ПГ-СР4	< 3,5	66...70	53...55
ПГ-10К-01	< 5,0	48...52	42...55
ВН-20	< 3,0	78...108	–

Таким образом, адгезионная прочность полученных металлических покрытий находится на уровне покрытий, нанесенных методом AC-HVAF, а металлокерамического покрытия на основе карбида вольфрама – даже существенно выше и соответствует прочности детонационных покрытий. В то же время, пористость этих покрытий заметно выше. Это объясняется тем, что при напылении методом AC-HVAF использовались оптимизированные по гранулометрическому составу порошки с размером частиц менее 40 мкм, что обеспечило их более высокую среднюю скорость и, соответственно, более плотную упаковку в покрытии.

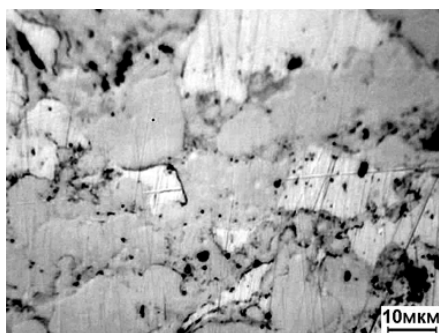


Рис. 2. Микроструктура поперечного шлифа покрытия из высоколегированного чугуна ПГ-С27

В отличие от процесса AC-HVAF, ориентированного на достижение максимальной скорости твердых частиц, процесс с расходным управлением параметрами двухфазного потока направлен на достижение их максимально допустимой температуры. В качестве последней может быть принята либо температура плавления материала порошка, либо температура на 100 – 200° ниже неё, гарантирующая нахождение частиц в твердом, но достаточно пластичном состоянии, либо температура, при которой в материале начинают происходить нежелательные физико-химические процессы (разложение, интенсивное окисление, фазовые переходы). При напылении двухкамерными горелками оптимизация теплового состояния и скорости частиц порошка обеспечивается заданием температуры и давления потока в газодинамическом тракте горелки, варьированием длин межкамерного канала и до-

и сверхзвукового участков разгонного канала, а также распределением расходов топливной смеси, подаваемых через камеры сгорания.

Важным условием достижения высокого качества любых газотермических покрытий является соответствие гранулометрического состава напыляемых порошков энергетическим и технологическим возможностям применяемого оборудования. Оптимизация диапазона дисперсности порошков жаростойких сплавов, напыляемых горелкой «Град-В», проводилась путем расчета по методике [10] теплового состояния частиц по длине газодинамического тракта горелки в зависимости от их размера. За максимально допустимую температуру частиц принималась температура их плавления, за минимальную – $0,9 T_m$. При этом, для предотвращения отложения расплавленных частиц на стенках газодинамического тракта за минимальный размер принимался такой, при котором плавление происходило на участке, прилегающем к выходному сечению горелки.

Из-за неполноты сведений о теплофизических свойствах многокомпонентных сплавов расчет проводился для температур плавления 1600 К, 1700 К и 1800 К по значениям плотности, теплоемкости и теплоты плавления усредненным по соответствующим значениям этих свойств железа, никеля, хрома и кобальта.

Результаты моделирования показали, что оптимальные диапазоны размеров частиц порошков жаростойких сплавов зависят от их температуры плавления и для двухкамерной горелки «Град-В» составляют: +25 –50 мкм (1600 К), +20 –40 мкм (1700 К), +10 –30 мкм (1800 К).

Применение порошков оптимальной дисперсности позволяет повысить не только качество покрытий, но и коэффициент использования порошка: максимальное значение 0,72, достигнутое при напылении композиции WC-10Co-4Cr [7] вполне согласуется с лучшими результатами детонационного и плазменного методов. Между тем, именно эта ха-

рактика определяет экономическую эффективность метода, т.к. стоимость затраченного горючего и сжатого воздуха не превышает по расчетам авторов 5% стоимости использованного порошка.

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

Технология ВВТН позволяет наносить жаро- и износостойкие покрытия из металлических и композиционных с металлической связкой порошков, которые по своему качеству не уступают лучшим образцам покрытий, полученных другими методами газотермического напыления. Характерными особенностями таких покрытий являются низкая пористость (менее 1%) и сохранение химического состава исходного порошка, в том числе – по содержанию оксидов, а также высокая адгезионная прочность.

Технология ВВТН обладает наивысшей производительностью среди всех газотермических методов – до 20 кг/ч покрытия металлов и твердых сплавов.

Технология обладает высокой экономической эффективностью, обусловленной высоким коэффициентом использования порошка, применением наиболее доступных энергоносителей и относительной простотой оборудования, и может стать основным промышленным методом нанесения указанных классов газотермических покрытий.

Условием широкого применения ВВТН является организация производства порошков для напыления оптимального для этого метода гранулометрического состава.

Литература

1. Irving, B. Thermal Spray: New technology is its lifeblood // *Welding Journal*. – 1998. – № 3. – С. 38-48.
2. Евдокименко Ю.И., Кисель В.М., Кадыров В.Х. Высокоскоростное газопламенное напыление порошковых алюминиевых защитных покрытий // *Порошковая металлургия*. – 2001. – № 3/4. – С. 30-37.
3. Алхимов А.П., Косарев В.Ф., Папырин А.Н. Метод «холодного» газодинамического напыления //

Новые материалы и технологии. Теория и практика упрочнения материалов в экстремальных процессах. – Новосибирск: Наука, 1992. – С. 146-167.

4. Патент РФ №1773072, 10.03.95. – Бюл. №7.
5. Verstak A., Baranovski V. Activated Combustion HVOF Coatings for Protection against Wear and High-Temperature Corrosion // *Proc. of the Int. Thermal Spray Conf. 2003 “Thermal Spray 2003: Advancing the Science and Applying the Technology”*, 2003. – Vol. 1. – P. 369.
6. Verstak A., Baranovski V. Deposition of carbides by Activated Combustion HVOF Spraying // *Thermal Spray Solutions: Advances in Technology and Application*, May 10-14, 2004 (Osaka, Japan), DVS-German Welding Society. – 2004. – P. 551-555.
7. Verstak A., Baranovski V. AC-HVOF sprayed Tungsten Carbide: Properties and Applications // *IEEE ITSC (2006, September 17-20)*. – Toronto, Canada. – [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: www.uniquecoat.com/PDF/Articles/ITSC_2006.pdf.
8. Trompetter W.J., Markwitz and Hyland M. Role of oxides in high velocity thermal spray coatings // *Nuclear Instruments and Methods in Physics Research Section B: Beam Interactions with Materials and Atoms* Vol. 190, Issues 1-4, (May 2002). – P. 518-523.
9. Евдокименко Ю.И., Кисель В.М., Кадыров В.Х. Высокоскоростное газопламенное напыление двухкамерными горелочными устройствами // *Порошковая металлургия*. – 2003. – № 11/12. – С. 45-54.
10. Тимошенко В.И., Белоцерковец И.С. Исследование процессов в горелочных устройствах для высокоскоростного газопламенного напыления порошковых материалов с использованием расходного способа воздействия на поток // *Инженерно-физический журнал*. – 2002. – № 2. – С. 36-41.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.А. Урюков, Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАНУ, Киев.

УДК 621.793.74

В.П. КОЛЕСНИК¹, Д.В. СЛЮСАРЬ¹, А.Н. ПРОКОПЕНКО², В.В. ЗИНОВЬЕВ¹,
В.Ф. ГАЙДУКОВ¹

¹Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

²ОАО «Мотор Сич», Украина

МЕТОДИКА РАСЧЕТА СКОРОСТИ НАНЕСЕНИЯ И РАВНОМЕРНОСТИ ЖАРОСТОЙКОГО ПОКРЫТИЯ В МОДЕРНИЗИРОВАННОЙ УСТАНОВКЕ МАП-1

Показана перспективность использования установки МАП-1 в магнетронном режиме работы для нанесения жаростойких покрытий на лопатки турбин газотурбинных двигателей. Предложена методика расчета скорости нанесения и равномерности жаростойких покрытий при помощи модернизированной установки МАП-1. Намечены пути ее дальнейшей модернизации для увеличения производительности и качества наносимых покрытий.

жаростойкие покрытия, формирование покрытий, магнетронная распылительная система, ионно-плазменное технологическое оборудование, катодное распыление

Введение

К лопаткам турбин газотурбинных двигателей четвертого поколения предъявляются более высокие требования, нежели к тем, что производятся сейчас. Однако с применением существующих ныне технологий изготовления лопаток газовых турбин добиться существенного улучшения их функциональных характеристик очень сложно. Таким образом, существует необходимость в разработке новых технологий их изготовления. В частности это касается и технологии нанесения жаростойких покрытий, так как лопатки турбин авиационных двигателей четвертого поколения будут работать при существенно более высоких температурах.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время на предприятиях стран СНГ по производству авиационных двигателей, таких, например, как ОАО «Мотор-Сич», ОАО «Рыбинские моторы», для нанесения жаростойких покрытий применяется установка МАП-1 [1, 2]. Обладая достаточно хорошими рабочими характеристиками, такими как высокая скорость осаждения покрытия, сохранение стехиометрического состава наносимого покрытия при его переносе с катода-мишени на

подложки, она имеет и целый ряд недостатков. Одним из таких недостатков является наличие микрокапельной фазы в потоке материала покрытия, проходящего на подложку. Это приводит к существенному ухудшению качества получаемых жаростойких покрытий: высокой шероховатости (рис. 1), ухудшению адгезии (рис. 2), появлению трещин и сквозных пор. Всё это недопустимо при производстве авиационных двигателей четвертого поколения.

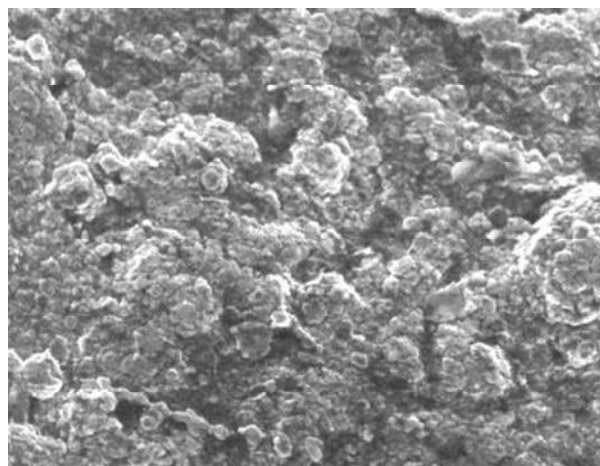


Рис. 1. Микрофотография поверхности детали с жаростойким покрытием СДП-2, нанесенным при помощи установки МАП-1, работающей в дуговом режиме

Как показали ранее проведенные исследования, перевод установки МАП-1 из дугового режима ра-

боты в магнетронный позволяет решить данные проблемы (рис. 3, 4) [3]. В то же время это не приводит к необходимости внесения существенных изменений в конструкцию установки, что удешевляет переход на новый технологический процесс осаждения жаростойких покрытий.

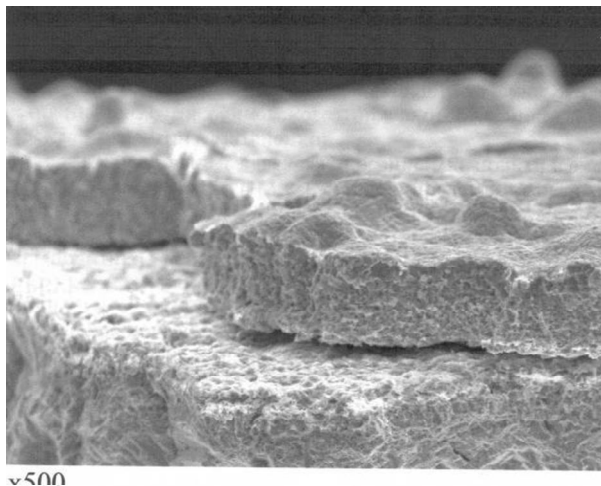


Рис. 2. Микрофотография излома лопатки с жаростойким покрытием СДП-2, нанесенным при помощи установки МАП-1, работающей в дуговом режиме

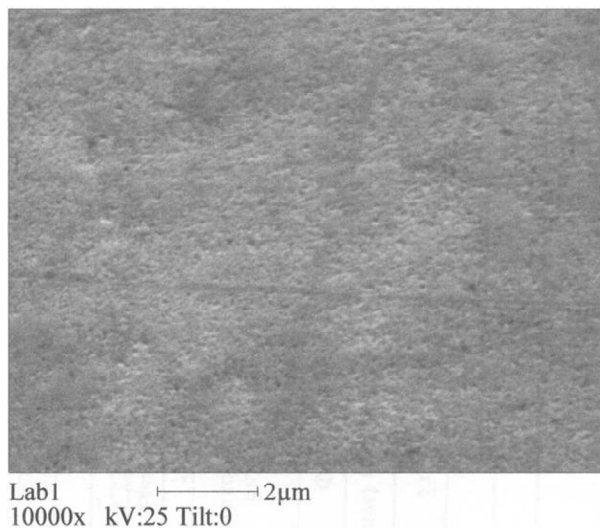


Рис. 3. Микрофотография поверхности детали с жаростойким покрытием СДП-2, нанесенным при помощи установки МАП-1, работающей в магнетронном режиме

Однако при этом возникает необходимость в разработке методов проектирования технологических процессов нанесения жаростойких покрытий с использованием установки МАП-1, работающей в

магнетронном режиме. В первую очередь нужно обратить внимание на разработку математической модели процесса переноса материала покрытия с катода-мишени на подложки, которую в последствии можно было бы применить при проектировании технологического процесса.

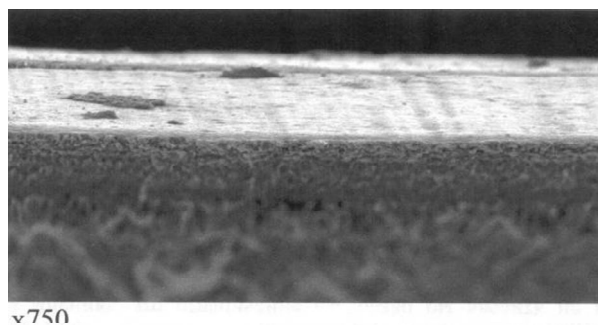


Рис. 4. Микрофотография излома детали с жаростойким покрытием СДП-2, нанесенным при помощи установки МАП-1, работающей в магнетронном режиме

2. Решение проблемы

Распределение материала, распыленного с поверхности катода-мишени, по поверхности обрабатываемой детали зависит от следующих факторов [4, 7]:

- степени однородности распыления мишени;
- количества соударений, которые испытывают атомы распыленного материала с атомами плазмообразующего газа;
- величины коэффициента конденсации;
- влияния электрического и магнитного полей на траекторию ионизированных атомов распыленного материала;
- степени обратного распыления осажденной пленки.

Учесть все вышеперечисленные факторы при разработке модели процесса переноса материала с катода-мишени на подложку сложно. Поэтому приходится не учитывать те из них, которые незначительно влияют на процесс нанесения покрытия.

Так как доля ионизированных атомов в потоке распыленного вещества, который приходит на под-

ложку, не превышает 2...3% [5], то влиянием электрических и магнитных полей на процесс переноса вещества покрытия с катода-мишени на деталь можно пренебречь. Энергия распыленных атомов металлов при использовании в качестве плазмообразующего газа Ar при давлении ~0,16 Па и напряжении разряда 500 – 800 В для цилиндрической МРС не превышает 100 Эв [4]. При такой энергии частиц процесс обратного распыления практически не происходит. Следовательно, при проведении расчета профиля толщины многокомпонентного жаростойкого покрытия типа Me-Co-Ni-Al-Y им также можно пренебречь. При давлении плазмообразующего газа в технологическом отсеке ~ 0,1 Па можно предположить, что атомы распыляемого материала незначительно рассеиваются в результате столкновений в газе. Следовательно, можно считать, что атомы распыленного вещества от катода-мишени до подложки перемещаются по прямой.

Как правило, при проведении расчетов толщины пленки считают, что распыление катода-мишени в рабочей зоне происходит равномерно. В действительности в цилиндрической МРС периферийные участки рабочей зоны катода-мишени распыляются менее интенсивно. Для учета этого явления можно выделять на поверхности катода мишени несколько областей и рассматривать их как отдельные источники с различной скоростью эмиссии, как это предложено в [4]. Для более точного учета неравномерности выработки материала катода-мишени при расчете толщины покрытия при использовании конусообразного катода-мишени была применена аппроксимация скорости распыления полиномом Лагранжа [6]. Однако для цилиндрической МРС скорость распыления катода-мишени можно аппроксимировать следующей функцией:

$$V_p(z) = V_{p \max} \cdot e^{-z^2/G}, \quad (1)$$

где $V_{p \max}$ – максимальная скорость распыления; G – константа.

Скорость распыления определялась путем пря-

мого замера профиля катода-мишени до и после определенного периода работы при постоянных параметрах разряда (рис. 5).

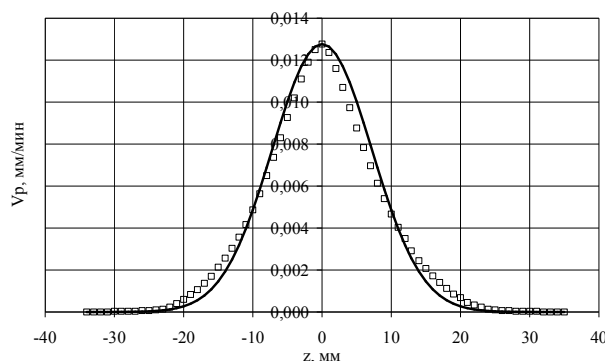


Рис. 5. Профиль выработки катода-мишени:
□ – экспериментальные данные,
— кривая, полученная в результате аппроксимации

При проведении расчетов профиля толщины пленки были сделаны следующие предположения:

- распыление материала катода-мишени происходит в соответствии с выражением (1);
- эмиссия подчиняется закону косинусного распределения;
- атомы распыляемого материала незначительно рассеиваются в результате столкновений в газе;
- атом материала осаждается в месте соударения с подложкой;
- плотность полученной пленки такая же, как у материала катода-мишени.

В результате была получена формула для расчета скорости нанесения покрытия в произвольной точке A , расположенной на расстоянии R от оси цилиндрического катода-мишени в зависимости от координаты z (рис. 6):

$$V = K_k \cdot \frac{r}{R} \cdot \sum_{i=1}^n \int_{z_1}^{z_2} \frac{V_{p \max i} \cdot e^{-\frac{(z-l_i)^2}{G_i}}}{2} \times \\ \times \frac{(R-r)}{((R-r)^2 + (z-z_p)^2)^{3/2}} dz, \quad (2)$$

где r – радиус катода-мишени; K_k – коэффициент конденсации; n – количество зон распыления; z_1 и z_2 –

соответственно координаты начала и конца i -й рабочей зоны катода-мишени; l_i – расстояние между центром i -й зоны распыления и началом координат; $V_{p \max i}$ – максимальная скорость распыления в i -й зоне.

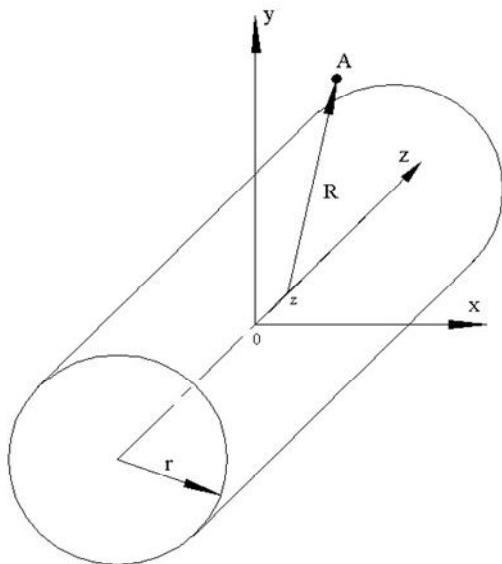


Рис. 6. Нанесение покрытия в произвольной точке A

Используя формулу (2), можно достаточно эффективно провести оптимизацию процесса нанесения функциональных покрытий при помощи установки МАП-1, а также других технологических установок, построенных на основе цилиндрических магнетронных распылительных систем.

Так, например, в серийно выпускаемой установке МАП-1 применена дуговая система с одной зоной распыления. В случае использования данной установки в магнетронном режиме работы со стандартным катодом-мишенью диаметром $D = 170$ мм возможно достижение скорости нанесения покрытия только $\sim 0,1$ мкм/мин. Это связано с тем, что в конструкции катодного узла применено косвенное охлаждение катода-мишени, что при дальнейшем увеличении тока разряда может привести к его перегреву. Однако, при использовании двух зон распыления (рис. 7) становится возможным увеличить скорость нанесения покрытия до $\sim 0,2$ мкм/мин. Кроме того, изменяя расстояние l между зонами распыления

можно регулировать равномерность нанесения покрытия (рис. 8).

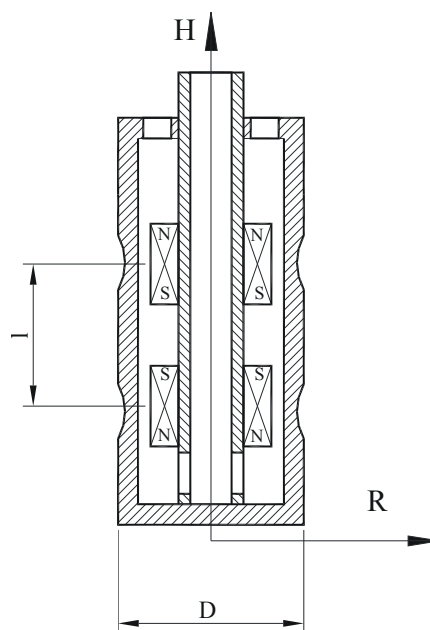


Рис. 7. Использование двух зон распыления

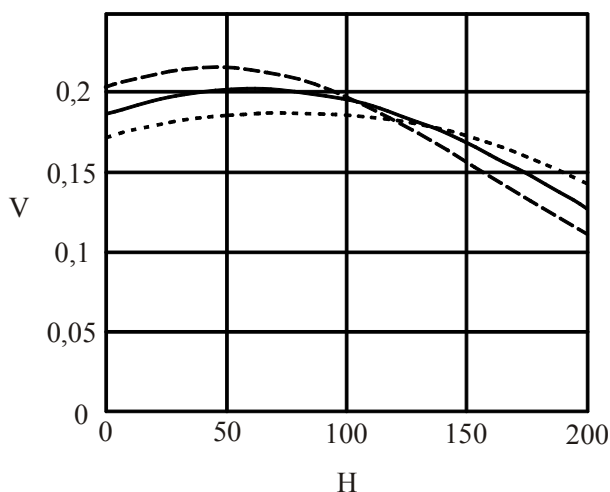


Рис. 8. Зависимость скорости нанесения покрытия по высоте обрабатываемой детали:

----- при $l = 90$ мм;
 _____ при $l = 120$ мм;
- при $l = 150$ мм.

Тем не менее, даже скорость нанесения покрытия $\sim 0,2$ мкм/мин является на сегодняшний день недостаточной.

Как показали расчеты ее можно существенно увеличить простым увеличением диаметра катода-мишени (рис. 9).

Заключение

Предложена методика расчета скорости нанесения покрытия при помощи установки МАП-1, переведенной из дугового режима работы в магнетронный.

На основании разработанной методики были намечены пути дальнейшей модернизации установки МАП-1, что позволит повысить, как ее производительность, так и качество наносимых покрытий. Показано, что изменяя количество зон распыления и расстояние между ними, можно управлять равномерностью нанесения покрытия по высоте обрабатываемых деталей.

Также на основании проведенных расчетов был сделан вывод о целесообразности увеличения диаметра катода-мишени для достижения более высоких скоростей нанесения покрытий.

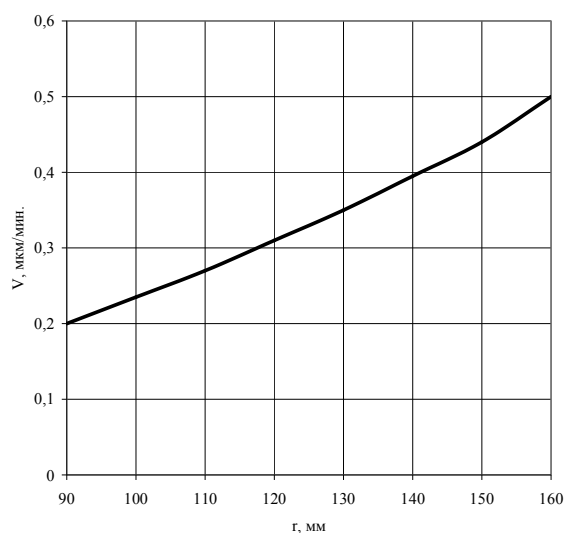


Рис. 9. Зависимость скорости нанесения покрытия от диаметра катода-мишени

Применение данной методики расчета скорости нанесения покрытия даст возможность существенно удешевить стоимость разработки новых технологических процессов нанесения функциональных покрытий, благодаря тому, что при его разработке отпадет необходимость в проведении большого количества дорогостоящих экспериментов.

Литература

1. Пат. 2164549 Российская федерация, МКИ С 23 С 14/30. Способ испарения и конденсации токопроводящих материалов. Каблов Е.Н., Мубожджан С.А., Будиновский С.А., Помелов Я.А.; заявитель и патентообладатель Всероссийский научно-исследовательский институт авиационных материалов – № 99111127/02 ; заявл. 1999.05.27 ; опубл. 27.03.01, Бюл. №7 (Пч.) – 3 с.
2. Лесневский Л.Н., Тюрин В.Н., Ягодкин Ю.Д. Технология плазменных покрытий в производстве энергетических и двигательных установок: Уч. пособие. – М.: Изд-во МАИ, 1994. – 69 с.
3. Исследование магнетронного режима работы установки МАП-1 / В.П. Колесник, Д.В. Слюсарь, А.Н. Прокопенко, Н.В. Белан, В.А. Федотенко // Вестник двигателестроения: Науч.-техн. журн. – 2005. – № 2. – С. 178-181.
4. Данилин Б.С., Киреев Ю.В. Получение пленок равномерной толщины при ионном распылении // Зарубежная электронная техника. – 1972. – Вып. 23. – С. 36-55.
5. Thornton J., Lamb J. Substrate heating rates for planar and cylindrical post magnetron sputtering sources// Thin Solid Films. – 1984. – Vol. 119, № 1. – P. 87-95.
6. Данилин Б.С., Сырчин В.К., Тимофеев П.А. Исследование равномерности нанесения тонкопленочных слоев в магнетронных системах ионного распыления материалов. // Электронная техника, Серия 3. – 1978. – Вып. 1 (73). – С. 26-32.
7. Данилин Б.С. Применение низкотемпературной плазмы для нанесения тонких пленок. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 328 с.

Поступила в редакцию 25.04.2007

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. А.В. Бастеев, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 669.046

Н.Е. КАЛИНИНА¹, О.А. КАВАЦ¹, В.Т. КАЛИНИН², В.П. БЕЛОЯРЦЕВА¹¹Днепропетровский национальный университет, Украина²Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск, Украина

ПОЛУЧЕНИЕ НАНОДИСПЕРСНЫХ МОДИФИКАТОРОВ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЖАРОСТОЙКИХ СПЛАВОВ

Усовершенствован способ управляемого плазмохимического синтеза для получения нанодисперсных модификаторов на основе чистых металлов и их тугоплавких соединений. Наномодификаторы применены в таблетированном виде для ввода в никелевые расплавы.

наномодификатор, плазмохимический синтез, никелевые сплавы, газотурбинный двигатель

Введение

Жаростойкие никелевые сплавы типа ЖС широко применяются при прецизионном литье лопаток газотурбинных двигателей (ГТД).

Точное литьё обеспечивает по сравнению с методами деформации более высокий КИМ = 0,6...0,8 вместо 0,1...0,2, снижение трудоёмкости изготовления и стоимости изделия.

Как показала практика [1 – 3], литьё по выплавляемым моделям – это наиболее эффективный способ изготовления охлаждаемых лопаток с усложнённой конструкцией внутренней полости.

Однако применение литейной технологии изготовления лопаток газотурбинных двигателей в серийном производстве показало необходимость усовершенствований технологического процесса литья, а также методов контроля металлургического качества лопаток с высокой разрешающей способностью.

Требования высокой геометрической точности отливок охлаждаемых лопаток связаны с необходимостью обеспечения стабильности температурного поля лопаток, а, следовательно, стабильного запаса прочности.

Поскольку прочностные свойства являются структурно чувствительными, то возрастает влияние

структуры жаропрочных и жаростойких сплавов и её отдельных элементов: границ зёрен, ликвационных областей, упрочняющих фаз.

Формулирование проблемы

В лопатках газотурбинных двигателей из сплавов ЖСЗК-ВИ, ЖС6 с равноосной структурой наблюдалось снижение характеристик ударной вязкости, что связано с наличием дефектов поверхности и нестабильностью структуры.

Поэтому, в условиях повышенных рабочих температур лопаток турбины и требований длительной и усталостной прочности, изучение способов получения и модифицирования никелевых расплавов является актуальным.

Предлагаемая разработка

Модифицирование расплавов является сложным и экономически целесообразным процессом. Одной из основных технических причин, сдерживающих его применение в практике литейного производства, является невысокая стабильность достигаемого эффекта, обусловленная чувствительностью процесса к свойствам шихты, условиям плавки и заливки металла [4].

Необходима критериальная оценка активности

модификаторов, основанная на сопоставлении различных физических параметров.

При этом модифицирующие добавки классифицируют на растворимые и нерастворимые в расплаве.

Для жаропрочных и жаростойких никелевых сплавов, имеющих температуру плавления выше 1600 °С, целесообразно выбирать нерастворимые модификаторы на основе титана, имеющего кубическую решётку, и его тугоплавких соединений: нитридов и карбонитридов с температурой плавления выше 2900 °С.

При этом введенные в расплав тугоплавкие частицы являются центрами кристаллизации, так как на их поверхности происходит зарождение кристаллов первичной фазы.

Происходит новое образование: частица – твёрдая фаза – расплав, которое устойчиво в случае уменьшения свободной энергии системы [5]:

$$\Delta F = \sum \Delta F_V - \sum \Delta F_S, \quad (1)$$

где ΔF_V – изменение объёмной свободной энергии системы;

ΔF_S – изменение поверхностной свободной энергии системы.

Если считать, что частица и оболочка твёрдой фазы на её поверхности имеют форму сферы, то тогда:

$$\sum \Delta F_V = 1,33 \cdot \pi \cdot (R_0^3 - R^3) \cdot \Delta F_V; \quad (2)$$

$$\Delta F_S = S_R \cdot \sigma_{R-0} - S_0 \cdot \sigma_{0-ж}, \quad (3)$$

где R – радиус частицы;

S_R и S_0 – площадь поверхности частицы и оболочки;

σ_{R-0} и $\sigma_{0-ж}$ – удельная межфазная энергия на границах раздела частица-твёрдая и частица-жидкая фаза.

При радиусе вводимой частицы, незначительно превышающей дебаевский радиус для данного ме-

талла (1...10 нм) модифицирующий эффект должен быть максимальным. В данной работе в качестве наномодификатора выбрано тугоплавкое соединение Ti(CN) средним размером от 10 до 50 нм. Наномодификаторы получали способом управляемого плазмохимического синтеза (ПХС) [6]. Исходным сырьём служили некондиционные отходы ферросплавных, титано-магниевых производств.

Для генерации плазмы в установках плазмохимического синтеза используются вихревые индукционные плазмотроны с газовой стабилизацией разряда. Плазмохимическая установка для получения нанодispersных порошков состоит из технологического агрегата, питателя, узла дозирования газа, пульта сигнализации и управления, пульта подачи технологических газов, коллектора, блока нагрузочного контура, генератора и кабины.

Целевой продукт образуется при введении исходных порошков в поток азотной плазмы, имеющей температуру от 5500 до 7000 °С. Порошки плавятся и испаряются, после чего, по мере снижения температуры, происходит взаимодействие паров введенных материалов. В этих условиях реакция данных металлов с потоком азотной плазмы высокочастотного индукционного разряда не происходит.

Продуктом реакции является порошок в виде высокодисперсных частиц размером от 0,01 до 1,0 мкм, которые отделяются от охлажденного газового потока фильтрованием.

Плазмохимический синтез осуществляли в специальном технологическом агрегате, состоящем из реактора, плазмотрона, индуктора, теплообменника, фильтров для сбора целевого продукта.

Источником энергии для получения плазмы азота является высокочастотный генератор ВЧИ 11-60/1.76.

Расход тепло- и энергоносителей для производства 1 кг нанопорошка-модификатора составляет:

- газ (пропан-бутан) – 1,6 м³;
- сжатый воздух – 25 м³;
- азот – 15,0 м³;
- электроэнергия – 40 кВт;
- аргон – 0,9 м³;
- вода – замкнутый цикл.

Нанопорошки являются хорошими геттерами, материалами с развитой свободной поверхностью, способными к химической адсорбции и адгезии, и в то же время склонными к агрегатированию в вакууме и нейтральной среде, а также к окислению. Эти особенности затрудняли использование нанопорошков в качестве модификаторов. В результате выполненных исследований разработан способ плакирования наномодификаторов непосредственно в технологическом агрегате [7], позволяющий хранить наномодификаторы длительное время в негерметичных ёмкостях. На установках ПХС можно получать нанопорошки как чистых металлов, так и их соединений: карбидов, нитридов, силицидов.

Порошки наномодификатора Ti(CN) заданного размера (10...50 нм) прессовали в таблетки размером $\varnothing 20 \times 10$ мм для удобства хранения, транспортировки и ввода в расплавы.

Заключение

Разработана обобщённая критериальная оценка эффективности наномодифицирующих комплексов для жаростойких никелевых сплавов.

Усовершенствована технология плазмохимического синтеза порошковых отходов ферросплавных,

титано-магниевого производств для получения различных типов наномодификаторов.

Разработан способ плакирования частиц наномодификаторов, предохраняющий их от окисления.

Отработана технология таблетирования нанодисперсных модификаторов.

Литература

1. Каблов Е.Н. Литые лопатки газотурбинных двигателей. – М.: МИСИС, 2001. – 632 с.
2. Проблемы прочности / С.Т. Кишкин, А.В. Логунов, А.И. Луковкин и др. – 1984. – № 7. – С. 46-49.
3. Каблов Е.Н., Голубовский Е.Р. Жаропрочность никелевых сплавов. – М.: Машиностроение, 1998. – 463 с.
4. Гуляев Б.Б. Теория литейных процессов. – 1976. – 214 с.
5. Мальцев М.В. Модифицирование структуры металлов. – М.: Металлургия, 1964. – 214 с.
6. Калинин В.Т. Структурные аспекты плазмохимического синтеза // Сб. науч. тр. Проблемы высокотемпературной техники. – Днепропетровск: ДГУ. – 1999. – С. 25-29.
7. Модификатор. Пат. РФ №2069704, МКИ С21С 1/10 / В.В. Шатов, В.Т. Калинин, В.И. Комляков. – №93048707/02; Заявл. 21.10.93; Оpubл. 27.11.96. Бюл. № 33. – 4 с.

Поступила в редакцию 15.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.М. Спиридонова, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 621.44.533.697

В.М. ЛАПОТКО, Ю.П. КУХТИН*Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», Украина***ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТУРБУЛЕНТНОГО ТЕЧЕНИЯ ГАЗА
ПРИ ПОПЕРЕЧНОМ ОБТЕКАНИИ КРУГОВОГО ЦИЛИНДРА**

Используя эйлерово-лагранжев подход к решению уравнений газовой динамики и двухпараметрическую модель турбулентности, показана возможность моделирования нестационарного срывного обтекания кругового цилиндра с образованием периодических структур течения наподобие дорожки Кармана. Имеется хорошее соответствие экспериментальным данным распределения давления по обводу цилиндра, а также структуры скорости в спутном следе

поперечное обтекание кругового цилиндра, эйлерово-лагранжев подход, двухпараметрическая модель турбулентности, спутный след, дорожка Кармана

Введение

Моделирование нестационарных отрывных течений – одна из наиболее актуальных задач газовой динамики. Причина этого состоит в сложной динамике следа, оказывающего сильное влияние на динамические и тепловые характеристики решеток турбомашин при их нестационарном взаимодействии.

Задача отрывного обтекания цилиндра, в виду ее тщательной экспериментальной изученности, представляет большой интерес при апробации математического аппарата численного моделирования таких явлений.

Основная цель настоящей работы заключается в том, что бы оценить возможности использования математического аппарата [1] для моделирования срывного обтекания лопаток турбомашин.

**1. Численный метод
и модель турбулентности**

В основу используемого метода [1] положен эйлерово-лагранжев подход численного интегрирования уравнений законов сохранения массы, импульса и энергии. Отличительной особенностью метода является использование подвижных лагранжевых сеток, что исключает мазание параметров потока в областях нестационарности течения.

Срывные течения, являясь по своей природе нестационарными, характеризуются высокой степенью турбулентности. Для моделирования таких течений была использована двухпараметрическая модель турбулентности [2], являющаяся аналогом известной (к-ε) модели турбулентности Лаундера:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_{V(t)} \rho k_T dV = & - \int_{A(t)} \rho k_T (W - W_b) \cdot \bar{n} dA - \int_{A(t)} \delta_k dA - \int_{V(t)} \rho \varepsilon dV + C_{Gk} \int_{A(t)} \left(|\delta_{W_\Phi} W_\Phi| + |\delta_{W_m} W_m| \right) dA; \\ \frac{\partial}{\partial t} \int_{V(t)} \rho \varepsilon dV = & - \int_{A(t)} \rho \varepsilon (W - W_b) \cdot \bar{n} dA - \int_{A(t)} \delta_\varepsilon dA - C_{D\varepsilon} \int_{V(t)} \frac{\varepsilon^2}{k_T} \rho dV + \\ & + C_{G\varepsilon} \int_{A(t)} \left(|\delta_{W_\Phi} W_\Phi| + |\delta_{W_m} W_m| \right) \frac{\varepsilon}{k_T} dA; \\ \varepsilon = & k_T^{3/2} / \ell_T, \quad v_T = C_v k_T^2 / \varepsilon, \end{aligned} \quad (1)$$

где C_{Gk} , $C_{G\varepsilon}$, $C_{D\varepsilon}$, C_v – эмпирические коэффициенты. В используемой модели явления тепломассообмена

имитировались источниками и стоками массы импульса и энергии; δ_k – источник/сток отвечающий за

диффузию параметра k_T ; δ_ε – источник/сток отвечающий за диффузию параметра ε . Интенсивности источников и стоков определялись исходя из основных достижений молекулярно-кинетической теории газов и современной теории турбулентности [2].

2. Результаты численного моделирования

Предметом моделирования являлось поле течения газа, образующегося при поперечном обтекании

кругового цилиндра, для сверхкритического числа $Re = 1 \cdot 10^5$.

Условия обтекания и некоторые экспериментальные материалы заимствованы из работы [3].

На рис. 1 показано мгновенное поле течения, образующееся вблизи поверхности цилиндра и в дальнейшем поле следа.

Для сравнения на рис. 1, д показана мгновенная картина течения, полученная экспериментально при близких к расчетным условиям натекания [4].

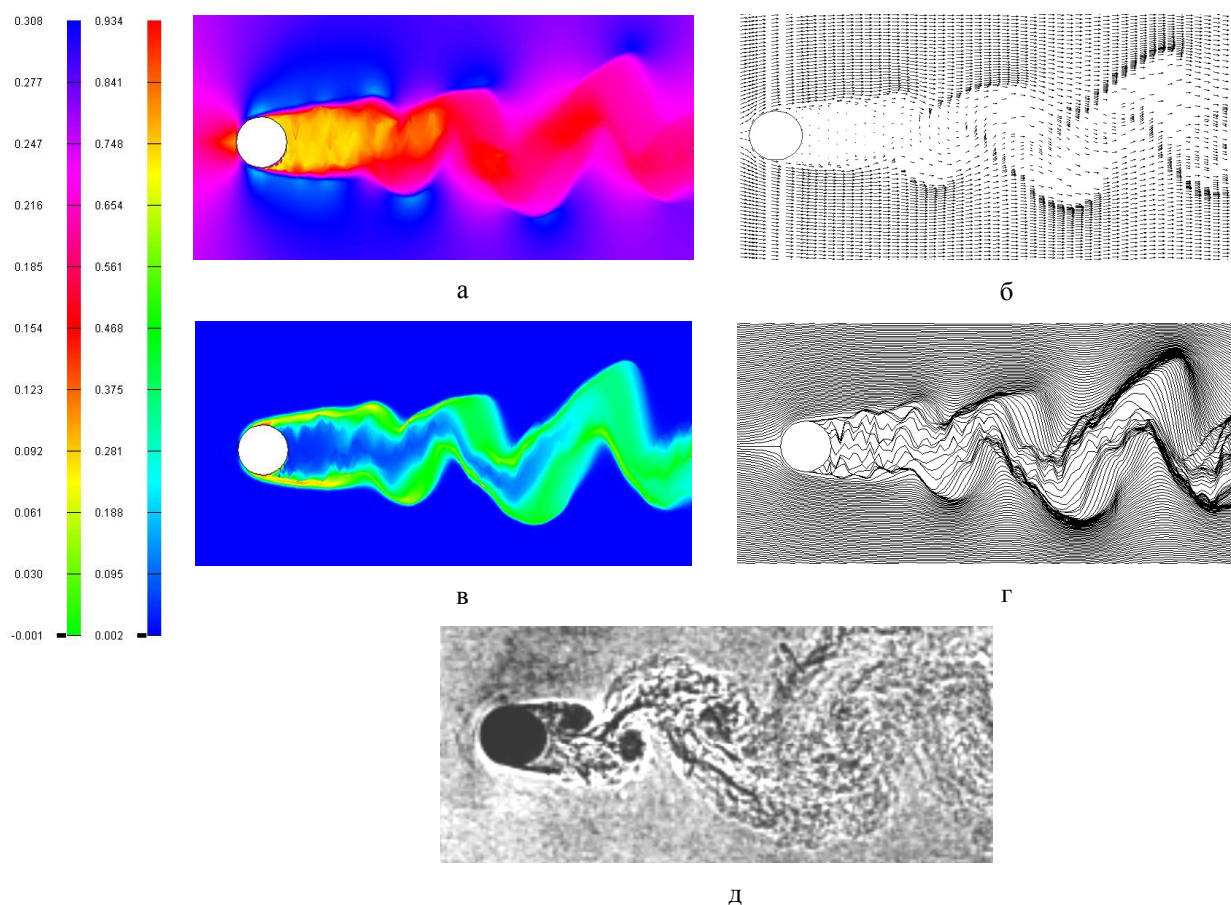


Рис. 1. Мгновенное поле течения вблизи цилиндра:
а – поле безразмерной скорости M ; б – векторное поле скоростей;
в – поле энергии пульсационного движения; г – поле подвижных, сеточных линий;
д – эксперимент [4]

Несмотря на то, что в используемом методе замкнутые формы течения газа в ближнем поле цилиндра не моделировались, получено хорошее соответствие с экспериментальными данными [5] для распределения давления по обводу цилиндра (рис. 2).

На рис. 3 представлено сравнение распределения скорости по оси дальнего следа, полученного в настоящей работе, с экспериментальными данными и результатами расчета, заимствованными из работы [6].

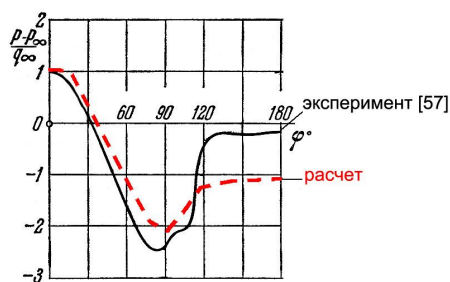


Рис. 2. Распределение давления на поверхности цилиндра при сверхкритическом обтекании

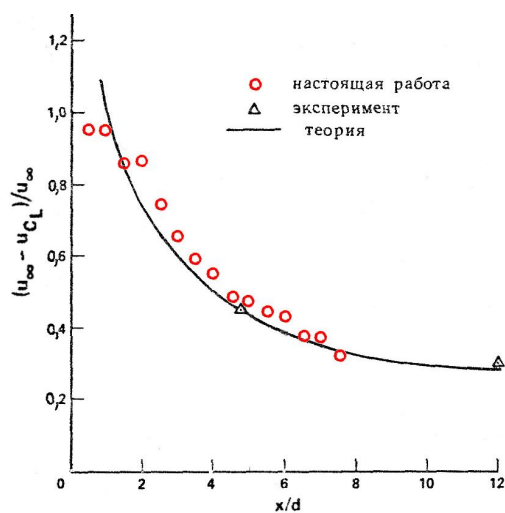


Рис. 3. Распределение на оси следа осевой составляющей скорости

Как видно из рис. 3, полученные результаты хорошо совпадают с экспериментальными данными и теоретической зависимостью в области дальнего следа.

Точки отрыва в методе расчета не задавались. Ее расчетное значение составило $\approx 110^\circ$. Никакого предположения о симметрии или асимметрии картины течения в следе за цилиндром в метод расчета не закладывалось. Нарушение симметрии в начале формирования течения происходит, вероятно, в результате неточности округлений при численной реализации ЭВМ алгоритма расчета. Это приводит к возникновению периодичности течения за цилиндром наподобие дорожки Кармана (рис. 1), наблюдающейся в эксперименте. Расчетное число Струхала: $Sh = f \cdot d / U_\infty$ составило $Sh = 0,22$ (0,2 в эксперименте [5]). Здесь: f – частота отделения вихрей;

d – диаметр цилиндра; U_∞ – скорость набегающего потока

Выводы

1. Подтверждена пригодность разработанного метода расчета для определения аэродинамических характеристик профиля и образующихся следов за ним при отрывном его обтекании.
2. Получено хорошее совпадение расчетных величин с опытными данными для срывного обтекания цилиндра.

Литература

1. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Преимущества использования подвижных, лагранжевых сеток при численном моделировании течений сплошных сред // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр.* – Х.: ХАИ, 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 88-92.
2. Лапотко В.М., Кухтин Ю.П. Модель и метод расчета турбулентных течений вязкого теплопроводного газа // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн. техн. журн.* – 2003. – Вып. 41/6. – С. 65-68.
3. Оуэн Ф.К., Джонсон Д.А. О совместном использовании термоанемометрического датчика и лазерного анемометра при исследовании нестационарных вихревых полей течения // *Ракетная техника и космонавтика.* – 1980. – Т. 18, № 10. – С. 30-38.
4. Van Dyke M. *Album of fluid motion-California:* Parabolic Press, 1982. – 340 p.
5. Шлихтинг Г. *Теория пограничного слоя.* – М.: Наука, 1974. – 360 с.
6. *Теория турбулентных струй* / Под ред. Г.Н. Абрамовича. – М.: Наука, Физматгиз, 1984. – 716 с.

Поступила в редакцию 3.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.И. Слынько, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

УДК 532 : 519.6

Г.Г. ЕНИКЕЕВ, М.А. ФАТХЛИСЛАМОВ

Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия

ОБТЕКАНИЕ ТЕЛ ПРОСТОЙ ФОРМЫ ВЯЗКИМ ПОТОКОМ ЖИДКОСТИ

Рассмотрена задача обтекания кругового цилиндра бесконечной длины потоком вязкой жидкости. Решение выполнено численным методом конечных объемов с помощью программного продукта «Flow vision». Получены линии тока, поля скоростей, распределение температуры и давления в расчетной области. Решения получены для различных чисел Рейнольдса. Получено удовлетворительное совпадение картины обтекания с результатами экспериментальных исследований.

цилиндр, вязкий поток, дорожка Кармана, верификация

Введение

В механике жидкости и газа многие исследователи обращались к задаче обтекания цилиндра. Цилиндр – плохо обтекаемое тело, обладающее осевой симметрией и очень часто встречающееся в различных областях техники. Найдено множество решений движения жидкости при обтекании цилиндра. Решения получены различными методами: экспериментальными, аналитическими, вычислительными. Тем не менее, остались нерешенными ряд проблем связанных с нестационарными процессами, различным масштабом турбулентности в основном потоке и в следе. Поэтому авторы обратились именно к задаче обтекания цилиндра, для верификации программного продукта «Flow vision». Кроме того, решение задачи отрывного обтекания цилиндра потоком вязкой, жидкости представляет самостоятельный интерес для решения задач гидромеханики и для приложений в гидравлике, гидромеханике, механике многофазных сред, теплотехнике. Высокопроизводительная вычислительная техника сделала возможным моделирование весьма сложных явлений и процессов в гидромеханике. Имеющиеся программные продукты, позволяют решать множество прикладных задач гидромеханики численными метода-

ми. Например, StarCD, FlowVision, Flower и др. Функциональные возможности каждого пакета индивидуальные, что в первую очередь связано с математическими моделями, используемыми в каждом из пакетов, различной конфигурацией сеток (прямоугольная, треугольная, сетки сложной формы), различными возможностями генерации сеток и связанные с этим точность решения и использование ресурсов машинного времени. Поэтому является актуальным верификация пакетов прикладных программ на задачах, которые можно назвать классическими и для которых существует множество решений для широкого диапазона изменения параметров.

1. Формулирование проблемы

При поперечном обтекании цилиндра реальным потоком жидкости при определенных условиях возникают отрывные течения с образованием следа со сложной вихревой структурой. Решение задачи без вихревого, без циркуляционного обтекания круглого цилиндра идеальной несжимаемой жидкостью [1] не дает представления о реальной картине течения. Благодаря наличию в реальных жидкостях внутреннего трения указанное решение не совпадает с результатами экспериментальных исследований.

Множество работ посвящено решению задач обтекания цилиндра реальным потоком. Решение указанных задач нашли отражение в работах [2 – 5 и др.]. Подходы и методы решения отличаются друг от друга. Например, для решения задач отрывного обтекания кругового цилиндра и исследованию турбулентного следа за ним использовались модели на основе нестационарных уравнений идеальной среды [2, 5, 9]. Другой подход реализован в работах [4, 6 – 8 и др.], где численными методами решаются полные уравнения Навье-Стокса.

Возросшие возможности вычислительной техники позволяют использовать новые подходы к решению задач гидромеханики. Использование программных продуктов для решения задач сопряжено с вопросами адекватности математических моделей реальным течениям, наблюдаемым в практике. Поэтому пользователю программного продукта при решении конкретной задачи требуется проявление большого искусства и интуиции для достижения поставленной цели. Авторы ставили перед собой задачу воспроизведения характерных картин обтекания цилиндра при различных условиях. Кроме того, сделана попытка количественной оценки характерных для обтекания кругового цилиндра величин, таких как коэффициент сопротивления и коэффициент давления. Проблема численного решения задачи обтекания цилиндра заключается в том, что в следе вниз по потоку наблюдается крупномасштабная турбулентность, в то время как в ядре потока может наблюдаться ламинарный поток или турбулентный, но с масштабом турбулентности, отличающимся от масштаба турбулентности в следе. Вычислительный алгоритм должен быть построен таким образом, чтобы учесть это обстоятельство. Кроме того, обычно визуализацию картины течения представляют в двумерных координатах, в то время

как при отрывных явлениях возникает пространственный вихрь, и постановка осесимметричной задачи может быть не корректной.

Общие соотношения для ламинарного и турбулентного режимов обтекания цилиндра. В математическую модель обтекания цилиндра вязкой жидкостью для ламинарного режима входят уравнения Навье-Стокса, расхода, энергии. Для турбулентного режима обтекания добавляются уравнения модели турбулентности [10]. Кроме того, при решении конкретной задачи вводятся исходные данные и граничные условия [10].

2. Решение проблемы

Расчетная область сформирована в среде «Solid Works 2007». Диаметр цилиндра принят 0,025 м. Цилиндр расположен в параллелепипеде с размерами 0,3 м × 0,05 м × 0,01 м. Трехмерная область экспортирована в препроцессор «Flow Vision».

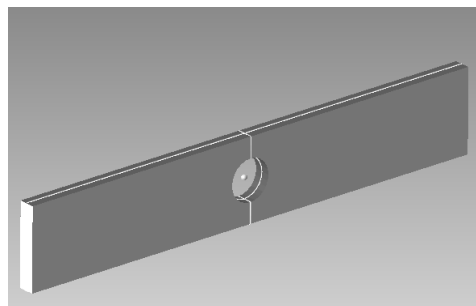


Рис. 1. Область расчета с цилиндром – обтекаемое тело

Решение задачи осуществлялось с использованием версии 2.3.3. Предельное число ячеек составляло 50000. Расчет производился в диапазоне чисел Рейнольдса $300 \div 1 \times 10^6$. Решение задачи для числа $Re = 300$ было выполнено с использованием ламинарной модели. На входной границе расчетной области скорости потока были заданы с равномерной эпюрой. На боковых поверхностях параллелепипеда было задано граничное условие – стенка с проскаль-

зыванием. На выходе из расчетной области было задано условие с проскальзыванием. В ядре потока было принято стационарное течение.

Была принята начальная сетка $150 \times 50 \times 1$ с адаптацией второго уровня по поверхности цилиндра

Число расчетных ячеек составило 10356. Явный шаг по времени 0,5. Неявный шаг по времени задан равным 100. Максимальный шаг по времени 10.

Решение задачи показано на рис. 2 – 5. Линии тока (рис. 2) показывают отрыв потока на поверхности цилиндра и образование вихревого следа. Картина наглядная и хорошо согласуется с представлением об образовании вихревого следа – дорожки Кармана (рис. 3) [7].

На рис. 4 показаны результаты расчета полного давления в расчетной области. В результате срыва потока с поверхности цилиндра и образования вих-

ревой структуры в следе происходит перераспределение энергии и как следствие нарушение равномерного поля полного давления.

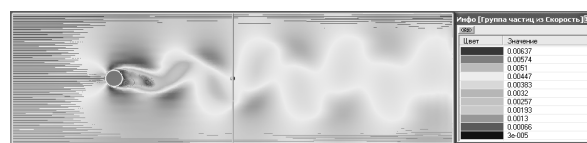


Рис. 2. Линии тока, $Re = 300$

Следует отметить, что в вихревой дорожке параметры потока нестационарные. Об этом свидетельствует серия снимков выполненных в разное время расчета. Эти снимки изображены на рис. 5.

Снимки не претендуют на точное совпадение картины срывного обтекания цилиндра вязким потоком, но в тоже время отражают нестационарный характер течения в следе.



Рис. 3. Вихревая дорожка Кармана за круговым цилиндром [8]

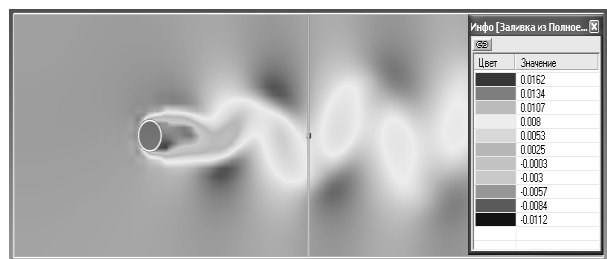


Рис. 4. Распределение полного давления в следе за цилиндром, $Re = 300$

Следующим шагом в выполненной работе явилась количественная оценка интегральных величин. В частности коэффициента сопротивления C_x . Коэффициент сопротивления вычисляется через вели-

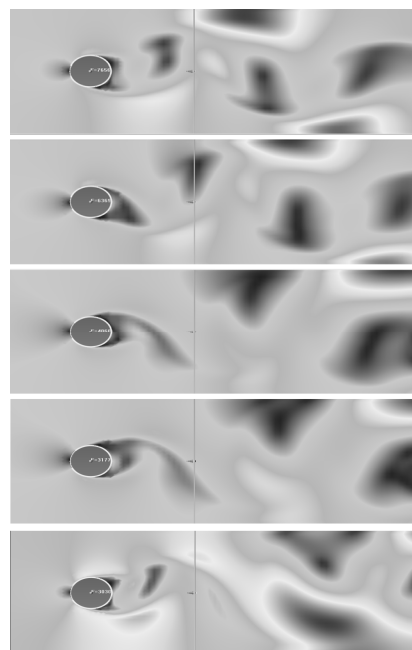


Рис. 5. Заливка из модуля скорости в зависимости от итераций

чину силы сопротивления по известной площади миделевого сечения цилиндра [10].

Результаты расчетов показали неудовлетворительную сходимость значений коэффициента со-

противления с экспериментом. Меньшее расхождение наблюдается в области малых чисел Рейнольдса и большее в области турбулентного режимов течения. Объясняется это, прежде всего, ограничением числа ячеек. Решение получается грубым и наблюдается сильная периодическая осцилляция сходимости, что затягивает время счета и не приводит к желаемым результатам. Второй не менее важной причиной является образование вихревой нестационарной структуры потока в следе при обтекании цилиндра вязким потоком со срывом, которая существенно отличается от структуры потока в ядре.

Заключение

Тела простой формы позволяют достаточно глубоко продемонстрировать с помощью программного продукта FlowVision все особенности обтекания на различных режимах.

Наглядно продемонстрировать отрывные явления при обтекании вязким потоком.

Но в тоже время существуют проблемы связанные с ограничением количества ячеек и разницей в структуре потока в ядре и в следе. Указанные проблемы позволяют не всегда получить количественный результат, удовлетворяющий по точности поставленным задачам.

Кроме того, отсутствует уверенность в правильном количественном решении поставленной задачи, если отсутствуют экспериментальные данные.

Литература

1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1970. – 904 с.

2. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. – М.: Наука, 1974. – 711 с.

3. Бетчерол Дж. Введение в динамику жидкости. – М.: Мир, 1973. – 758 с.

4. Асимптотическая теория отрывных течений / Под ред. В.В. Сычева. – М.: Наука, 1987. – 255 с.

5. Белоцерковский С.М., Лифанов И.К., Ништ М.И. Исследование на ЭВМ аэродинамики автомобилей, поездов и других транспортных средств // Промышленная аэродинамика. Аэродинамика лопаточных машин, каналов, струйных и отрывных течений: Сб. статей. – М.: Машиностроение, 1991. – Вып. 4 (36). – С. 5-42.

6. Чжен П. Отрывные течения. – М.: Мир, 1972. – Т. 1. – 293 с; – Т. 2. – 280 с.

7. Белоцерковский О.М., Опарин А.М., Чечеткин В.М.. Турбулентность. Новые подходы. – М.: Наука. – 2002. – 286 с.

8. Ван-Дайк М. Альбом течений жидкости и газа. – М.: Мир, 1986. – 181 с.

9. Белоцерковский О.М. Численные модели срыва // Проблемы турбулентных течений: Сб. статей. – М: Наука, 1987. – С. 32-56.

10. Система моделирования движения жидкости и газа FlowVision. Версия 2.3.3. Руководство пользователя. – М.: ООО «ТЕСИС», 2007. – 298 с.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.М. Цирельман, Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия.

УДК 534.1 : 539.3 : 624.07 : 621.165

В.А. ЦИМБАЛЮК

Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев

ФЛАТТЕРНАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ДВУХРЯДНОЙ КОМПРЕССОРНОЙ РЕШЕТКИ ПРОФИЛЕЙ

Экспериментально определены нестационарные аэродинамические силы и моменты на профилях двухрядной компрессорной решетки при поступательных и угловых колебаниях профилей каждого ряда. Проанализировано силовое взаимодействие профилей такой решетки при помощи аэродинамических коэффициентов влияния. Выполнены расчеты устойчивости к флаттеру двухрядного лопаточного венца при двух углах атаки с учетом влияния на границу флаттера междурядного соотношения собственных частот лопаток.

двухрядная решетка профилей, устойчивость к флаттеру, аэродинамические коэффициенты влияния

Введение

Минимизация числа ступеней осевого компрессора, и вследствие этого понижение размера и веса двигателя, всегда было целью проектировщика. Одним из путей для достижения этой цели является применение двухрядных (тандемных) лопаточных венцов, в которых лопатки соседних рядов образуют щели для увеличения скорости потока над выпуклой поверхностью лопаток второго ряда (рис. 1). Это позволяет увеличить угол отклонения потока при сохранении безотрывного обтекания решетки, тем самым уменьшить число ступеней [1], например, шахтных вентиляторов [2]. С появлением лопастей малого относительного удлинения увеличился интерес к тандемному облопачиванию для увеличения нагрузки на решетке и улучшения ее нерасчетных эксплуатационных характеристик [3].

1. Формулирование проблемы

Аэродинамическое взаимовлияние лопаток увеличивается с уменьшением расстояния между ними, а в двухрядной решетке расстояние между рядами существенно меньше шага решетки. Это обстоятельство может существенно повлиять на устойчивость двухрядного лопаточного венца к автоколебаниям, однако автору неизвестны работы по исследованию флаттерной устойчивости двухрядных решеток.

Цель данной работы состоит в оценке аэродинамического взаимовлияния между колеблющимися профилями и в изучении влияния на границу флаттера двухрядного лопаточного венца различий в собственных частотах лопаток, которые принадлежат разным рядам.

На рис. 1 схематично представлена развертка цилиндрического периферийного сечения двухрядного компрессорного венца.

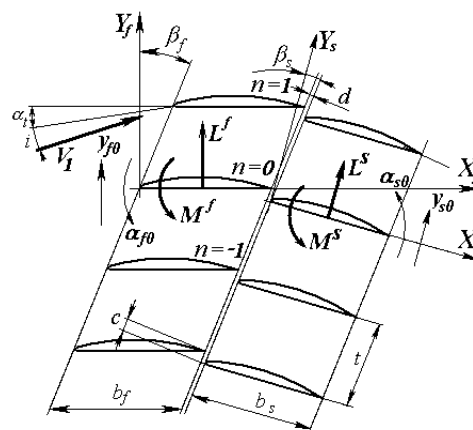


Рис. 1. Двухрядная решетка профилей: b_f, b_s — хорды профилей; t — шаг решетки; β_f, β_s — углы выноса; i — угол атаки; d — расстояние между рядами; c — смещение рядов вдоль фронта

При колебаниях лопаток перемещения сечения любой из них можно разложить на поступательное вдоль оси Y и угловое α относительно середины хорды профиля. Возникающие при этом погонные нестационарные аэродинамические нагрузки на

профиле можно представить в виде силы L и момента M (влиянием перемещений вдоль оси X и силой в этом направлении можно пренебречь). Параметры, относящиеся к первому ряду, будем обозначать индексом « f », а ко второму – « s ».

Нестационарные аэродинамические нагрузки представим в следующем виде:

$$\begin{aligned} L^f &= qb_f \sum_{n=-1}^1 (l_{yfn}^f \cdot \bar{y}_{fn} + \dots + l_{\alpha sn}^f \cdot \alpha_{sn}); \\ L^s &= qb_s \sum_{n=-1}^1 (l_{yfn}^s \cdot \bar{y}_{fn} + \dots + l_{\alpha sn}^s \cdot \alpha_{sn}); \\ M^f &= qb_f^2 \sum_{n=-1}^1 (m_{yfn}^f \cdot \bar{y}_{fn} + \dots + m_{\alpha sn}^f \cdot \alpha_{sn}); \\ M^s &= qb_s^2 \sum_{n=-1}^1 (m_{yfn}^s \cdot \bar{y}_{fn} + \dots + m_{\alpha sn}^s \cdot \alpha_{sn}), \end{aligned} \quad (1)$$

где L^f , L^s , M^f и M^s – погонные силы и моменты на исходных (нулевых) профилях 1 и 2 рядов; q – скоростной напор невозмущенного потока перед решеткой; $\bar{y}_{fn}$, $\bar{y}_{sn}$ – поступательное перемещение n -го профиля в долях его хорды для 1 и 2 ряда соответственно; α_{fn} , α_{sn} – угловое перемещение n -го профиля для 1 и 2 ряда соответственно; l_{yfn}^f , ..., $l_{\alpha sn}^s$ – силовые аэродинамические коэффициенты влияния (АКВ), верхний индекс означает ряд, на исходном профиле которого действует сила, нижний индекс означает элементарное перемещение, вызвавшее эту силу; m_{yfn}^f , ..., $m_{\alpha sn}^s$ – моментные АКВ. Например, АКВ m_{ysn}^f соответствует той части нестационарного момента на нулевом профиле первого ряда, которая вызвана поступательными колебаниями у n -го профиля второго ряда. АКВ являются комплексными величинами, так как учитывают сдвиг фаз между аэродинамической нагрузкой и вызвавшим ее перемещением профиля. Для учета влияния перемещений профилей $n = -1; 0; 1$, нужна матрица из 48 АКВ. Влиянием более удаленных пакетов пренебрегаем.

2. Нестационарные аэродинамические характеристики двухрядной компрессорной решетки

Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов изложена в [4].

Экспериментально получены матрицы АКВ двухрядной компрессорной решетки, которая имела следующие геометрические характеристики.

Углы выноса $\beta_f = 35^\circ$; $\beta_s = 17^\circ$; относительный шаг $\bar{t} = t/b_f = 1,07$; расстояние между рядами $d = 0$, смещение рядов вдоль фронта $\bar{c} = c/b_f = 0,135$.

Профили 1 и 2 ряда одинаковы и образованы плоскостью и дугой окружности с закругленной передней кромкой, относительная толщина 10% хорды.

Хорды $b_f = b_s = 28$ мм.

Решетка была испытана при углах атаки 0° и 5° .

На рис. 2 представлены АКВ, характеризующие силы от поступательных перемещений переднего и заднего исходных профилей. Так как на переднем профиле мнимая часть силы от его собственных колебаний отрицательна, то поступательные колебания этого профиля при неподвижных остальных будут демпфироваться.

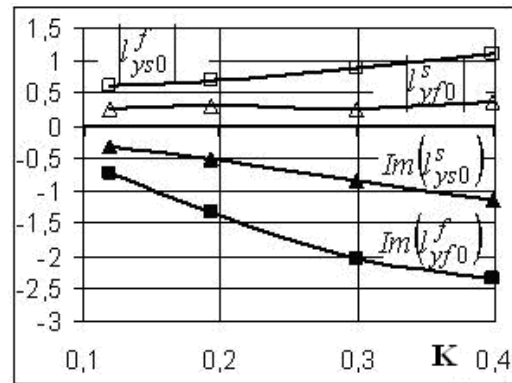


Рис. 2. Зависимости силовых АКВ при поступательных перемещениях от приведенной частоты при угле атаки 0°

Аналогичное заключение можно сделать и для поступательных перемещений заднего профиля. Так как мнимые части l_{yf0}^f и l_{ys0}^s увеличиваются с уменьшением приведенной частоты, то может най-

тись такая приведенная частота, когда влияние соседних профилей превысит собственное аэродемпфирование.

На рис. 3 и 4 представлены АКВ, характеризующие силы и моменты от угловых перемещений в зависимости от приведенной частоты, угол атаки 5° .

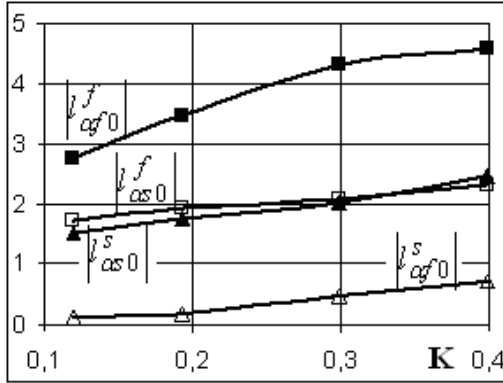


Рис. 3. Зависимости силовых АКВ при угловых перемещениях от приведенной частоты.

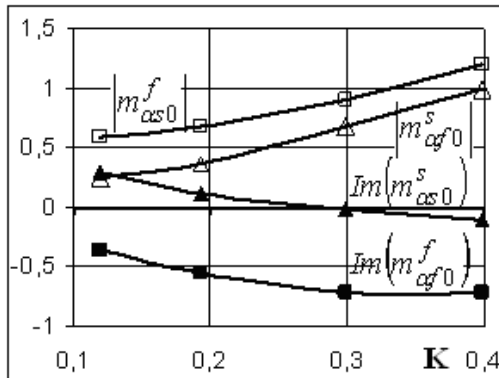


Рис. 4. Зависимости моментных АКВ при угловых перемещениях от приведенной частоты.

На рис. 4 мнимая часть m^s_{asn} становится положительной при малых приведенных частотах. Это означает, что задний профиль неустойчив при угловых колебаниях даже при неподвижных остальных профилях решетки ($\text{Im}(m^s_{asn}) > 0$). Взаимовлияние лопаток лишь ухудшит ситуацию.

Следует отметить, что силы (моменты) на переднем профиле, вызванные колебаниями заднего профиля, значительно превышает обратное влияние (например, см. на рис. 2 модуль АКВ l^f_{ys0} и l^s_{yf0}).

3. Математическая модель колебаний двухрядного лопаточного венца в потоке

В расчетной модели лопаточного венца использованы следующие предположения: механическая связь между лопатками отсутствует; моменты инерции и упругости, действующие на колеблющиеся лопатки, значительно превышают аэродинамические; перемещения поперечных сечений закрученных лопаток для изгибной формы колебаний будем рассматривать как угловые перемещения относительно оси, находящейся за задней кромкой на расстоянии X_{tf} и X_{ts} от середины хорды этих сечений; каждая лопатка приведена к осциллятору с одной степенью свободы, а лопаточный венец – к системе с числом степеней свободы, которое равно числу лопаток.

Двухрядный лопаточный венец из $2N$ лопаток будем рассматривать как циклически однородную структуру, которая состоит из N одинаковых пакетов лопаток. Каждый пакет имеет две лопатки, которые можно обозначить « f » и « s » (см. рис. 1).

Используя АКВ можно определить обобщенные аэродинамические коэффициенты моментов приведенных к осям X_{tf} и X_{ts} [5]:

$$\bar{m}^f_{fn} = \frac{1}{qb_f^2} \int_0^h q(z) b_f(z)^2 \tilde{m}^f_{fn\alpha} \varphi_f^2 dz, \quad (2)$$

где $\tilde{m}^f_{fn\alpha} = m^f_{fn\alpha} - \frac{X_{tf}}{b_f} (m^f_{fny} + l^f_{fn\alpha}) + \left(\frac{X_{tf}}{b_f} \right)^2 l^f_{fny}$;

q и b_f и b_s – скоростной напор и хорды лопаток в сечении $z = h$; φ_f и φ_s – форма колебаний; h – длина лопаток. Аналогично найдем обобщенные аэродинамические коэффициенты $\bar{m}^f_{sn}$, $\bar{m}^s_{fn}$ и $\bar{m}^s_{sn}$.

При угловых колебаниях лопаток относительно осей X_{tf} и X_{ts} аэродинамические моменты на лопатках нулевого пакета:

$$M^f = q \cdot b^2 \sum_{n=-1}^1 (\bar{m}^f_{fn} \alpha_{fn} + \bar{m}^f_{sn} \alpha_{sn}); \quad (3)$$

$$M^s = q \cdot b^2 \sum_{n=-1}^1 (\bar{m}_{fn}^s \alpha_{fn} + \bar{m}_{sn}^s \alpha_{sn}) . \quad (4)$$

Уравнения движения лопаточного венца можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha}_{fk} + j \frac{\delta_{mech}}{\pi} \omega^2 \alpha_{fk} + \Omega_f^2 \alpha_{fk} &= \frac{M^f}{I} ; \\ \ddot{\alpha}_{sk} + j \frac{\delta_{mech}}{\pi} \omega^2 \alpha_{sk} + \Omega_s^2 \alpha_{sk} &= \frac{M^s}{I} ; \end{aligned} \quad (5)$$

(k = 1, 2, ..., N) ,

где Ω_f и Ω_s – собственные частоты лопаток; δ_{mech} – механический логарифмический декремент; k – номер пакета; $I_f = \int_0^h \phi_f^2 \bar{I}_f dz$; $I_s = \int_0^h \phi_s^2 \bar{I}_s dz$; $\bar{I}_f$ и $\bar{I}_s$ – погонные моменты инерции.

На границе динамической устойчивости колебания лопаток будут гармоническими, а в силу циклической симметрии амплитуды колебаний пакетов и сдвиг фаз между пакетами будут одинаковы. Поэтому решение системы уравнений будем искать в виде

$$\alpha_{fn} = \alpha_f \cdot e^{j(\omega t + n\mu)} ; \alpha_{sn} = \alpha_s \cdot e^{j(\omega t + n\mu)} , \quad (6)$$

где α_f и α_s – комплексные амплитуды, учитывающие сдвиг фаз между лопатками «f» и «s»; μ – сдвиг фаз между пакетами. Таким образом, задача определения границы флаттера данного лопаточного венца сводится к определению границы устойчивости пакета при условии минимизации скорости флаттера по отношению к сдвигу фаз μ , который может принимать следующие значения:

$$\mu = 2\pi(m-1)/N, \quad (m = 1, 2, \dots, N). \quad (7)$$

Подставим эти колебания (6) в уравнения (5), разделим на ω и выразим скорость потока V через приведенную частоту колебаний K ($V = \omega b_f / K$). Получим для пакета уравнения движения в безразмерном виде:

$$\begin{cases} -\alpha_f + j \frac{\delta_{mech}}{\pi} \alpha_f + \frac{1}{\omega^2} \Omega_{fs}^2 \alpha_f = a_f ; \\ -\alpha_s + j \frac{\delta_{mech}}{\pi} \alpha_s + \frac{1}{\omega^2} \alpha_s = a_s , \end{cases} \quad (8)$$

где ρ – плотность воздуха;

$$a_f = \frac{\rho b_f^4}{2I_f \cdot Sh^2} \sum_{n=-1}^1 (\bar{m}_{fn}^f \cdot \alpha_f + \bar{m}_{sn}^f \cdot \alpha_s) e^{jn\mu} ;$$

$$a_s = \frac{\rho b_s^4}{2I_s \cdot Sh^2} \sum_{n=-1}^1 (\bar{m}_{fn}^s \cdot \alpha_f + \bar{m}_{sn}^s \cdot \alpha_s) e^{jn\mu} ;$$

$$\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega_{f0}} ; \quad \bar{\Omega}_{fs} = \frac{\Omega_f}{\Omega_s} . \quad (9)$$

Полагая (аналогично работе [6]), что на границе устойчивости $1/\bar{\omega}^2 = \lambda$, приходим к задаче на собственные значения.

В результате решения характеристического уравнения получаем комплексные корни λ , из которых можно определить коэффициент устойчивости $\delta = -\max \text{Im}(\lambda)$.

При $\delta > 0$ движение устойчиво, при $\delta < 0$ – неустойчиво.

Приведенные частоты, соответствующие границе флаттера ($\delta = 0$) будут критическими. Подставляя собственные значения в (8) найдем собственные векторы, которые характеризуют отношение амплитуд лопаток первого и второго ряда и сдвиг фаз между их колебаниями.

4. Расчет флаттерной устойчивости двухрядного лопаточного венца

Ниже приводятся результаты расчетов границ динамической устойчивости двухрядного лопаточного венца при разных отношениях собственных частот лопаток первого и второго ряда, разных положениях осей поворота периферийных сечений.

На рис. 5 представлены зависимости критических приведенных частот и отношения амплитуд от отношения собственных частот при углах атаки 0° и 5° . Видно, что при сближении собственных частот лопаток обоих рядов устойчивость двухрядного лопаточного венца снижается, а минимального значения достигает когда собственные частоты лопаток первого ряда примерно на 1% выше собственных частот лопаток второго ряда.

Если различие собственных частот рядов более 5 – 6%, устойчивость повышается, а влияние собственных частот рядов становится незначительным. При автоколебаниях амплитуды второго ряда в несколько раз превышают амплитуды первого ряда.

На рис. 6 отображается влияние на критические приведенные частоты отношения собственных частот и разных положений оси поворота сечения. При одновременном удалении назад осей поворота сечений обоих рядов от профиля устойчивость не только повышается, но и значительно ослабляется влияние на устойчивость отношения собственных частот.

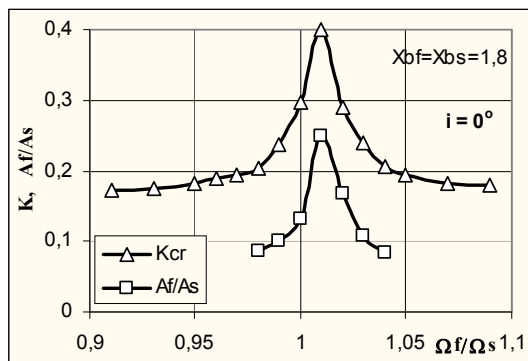


Рис. 5. Зависимости критической приведенной частоты и отношения амплитуд от отношения собственных частот при нулевом угле атаки

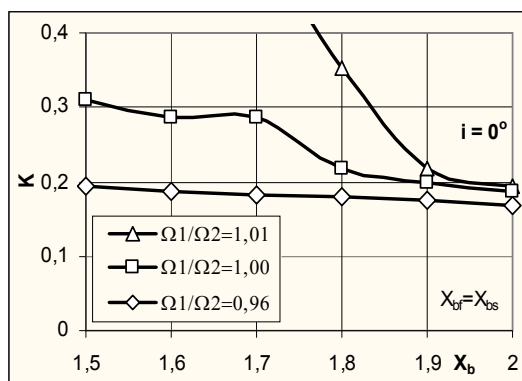


Рис. 6. Зависимости критической приведенной частоты от положения оси поворота сечения для разных отношений собственных частот

Заключение

1. Двухрядный лопаточный венец неустойчив по крутильной форме колебаний лопаток в исследованном диапазоне приведенных частот.

2. Обнаружено более сильное влияние колебаний заднего профиля на передний, чем переднего профиля на задний.

3. Динамическая устойчивость минимальна, когда собственные частоты лопаток первого ряда примерно на 1% выше, чем у лопаток второго ряда.

4. Для повышения устойчивости первой формы колебаний двухрядного лопаточного венца желательно использование малозакрученных лопаток, у которых ось поворота периферийных сечений достаточно удалена назад.

Литература

1. Гостелову Дж. Аэродинамика решеток турбомашин. – М.: Мир, 1987. – 392 с.
2. Батяев Е.А., Курзин В.Б., Чернышева О.В. Обратная задача аэродинамики двойной решетки осевого вентилятора // Теплофизика и аэромеханика. – 1998. – Т. 5, № 2. – С. 167-174.
3. Saha U.K., Roy B. Experimental Investigations on Tandem Compressor Cascade Performance at Low Speeds // Experimental Thermal and Fluid Science, April 1997. – Vol. 14, Issue 3. – P. 263-276.
4. Цимбалюк В.А. Методика измерения нестационарных аэродинамических сил и моментов на вибрирующих профилях решетки // Пробл. прочности. – 1996. – № 2. – С. 100-109.
5. Горелов Д.Н., Курзин В.Б., Сарен В.Э. Аэродинамика решеток в нестационарном потоке. – Н-ск: Наука, 1971. – 272 с.
6. Цимбалюк В.А. Влияние аэродинамической и частотной расстройек на границу флаттера компрессорного венца // Проблемы машиностроения. – 2006. – Т. 9, №3. – С. 21-26.

Поступила в редакцию 4.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.П. Зиньковский, Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины, Киев.

УДК 629.7.054

В.Н. МЕЛЬНИК

*Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина***ОСОБЕННОСТИ ЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ ОБОЛОЧЕК**

Проводится анализ возмущенного состояния поверхности оболочечных фрагментов под действием волновых факторов. Определяются координатные функции при циклическом характере нагружения.

циклические нагружения, координатные функции, упругие перемещения, линия меридиана, оболочка

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Исследования последних лет подтвердили факт влияния акустического излучения на механические системы двигателей [1, 2]. Вместе с тем, остается широкий круг вопросов, требующих ответа и разъяснения природы явления. В частности, это относится к изучению напряженно-деформированного состояния оболочечных фрагментов двигателей при циклическом нагружении.

Аналитическое описание упруго-деформированного состояния оболочек, с одной стороны, даст возможность учета изменений состояния поверхности для прогнозирования надежности конструкции, с другой – научно обоснует выбор средств и методов борьбы с нежелательным проявлением этого фактора. Речь идет о пассивных методах подавления влияния, активных, компенсационных и др. Испытательные стенды, в свою очередь, экспериментально помогут подтвердить эффективность того, или иного, пути технического исполнения.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Оценка степени влияния акустического излучения на оболочечные конструкции не может быть проведена на основании предельного перехода от пластин плоских к пластинам искривленным. Суть в том, что явления дифракции и интерференции звуковых волн, взаимодействующих с оболочкой, имеют целый ряд специфических особенностей, в том числе и резонансного характера. Поэтому они

должны найти отражение уже в самом начале – на этапе выбора расчетной модели.

Влияние упругости на колебания конструкций в жидкости впервые анализировалось by Rayleigh (Джон Уильям Стретт) в 1883 году [3] и Е. Николаи в 1909 году [4] при изучении колебаний бесконечных по протяженности цилиндрических оболочек, а также by Н. Lamb в 1920 году [5]. Эти работы основывались на предположении совпадения форм колебаний упругих тел в жидкости и пустоте.

Представляет интерес изучение динамических свойств жесткого, свободного от закреплений, цилиндра [6], а в общем случае абсолютно твердого тела произвольной формы [7], при воздействии акустического излучения.

Вопросы влияния ударных волн на бесконечную цилиндрическую оболочку рассмотрены, к примеру, в работе [8], а на систему двух коаксиальных оболочек, внутренняя из которых полая и погружена в жидкость, а наружная также находится в жидкости, – в работе [9]. Случай гладкого полубесконечного цилиндра, находящегося в безграничной идеальной сжимаемой жидкости, один торец которого представляет собой плоскую жесткую диафрагму, на которую действует слабая плоская ударная волна, рассмотрен в работе [10].

Приближенная теория основного напряженного состояния цилиндрической оболочки, подкрепленной упругими шпангоутами, рассмотрена в работе [11].

Численный расчет продольных резонансных волн в тонкой цилиндрической оболочке, погружен-

ной в идеальную сжимаемую жидкость и подверженную действию акустической волны, бегущей вдоль оси оболочки, проводится в работе [12].

Строго говоря, создание стройной теории оболочек, а также установление аналогий между пластинами и оболочками (кривыми пластинами), в достаточно полном объеме с точки зрения анализа и приложений осуществлено, например, в работах [13, 14] и др.

Особенность упругого взаимодействия механических систем двигателей с акустическим нагружением состоит в том, что не только внутренние звуковые поля выступают возбудителями конструкции, но и внешние, обусловленные характером движения носителя и его геометрий.

Практический интерес представляет изучение вопроса при циклическом нагружении, как наиболее общем.

Постановка задачи данного исследования. Оболочка вращения произвольного очертания образуется при вращении любой кривой вокруг выбранной оси симметрии оболочки. Предполагаем, что эта кривая не пересекает ось вращения (рис. 1). Опорная (инерциальная) и связанная системы координат изображены на схеме. Здесь приняты следующие обозначения: $r = f(z)$ – кривая вращения; r – расстояние от оси вращения до рассматриваемой точки M .

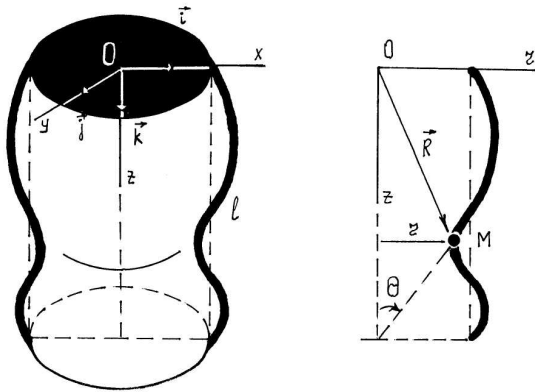


Рис. 1. Оболочки вращения произвольного очертания

Примем длину оболочки равной l . Тогда $z \in [0, l]$.

Пусть φ – координата, определяющая положение т. M на параллели. Тогда, для бесконечно малого расстояния между двумя точками по срединной поверхности π оболочки, можно записать соотношение:

$$dS^2 = dS_1^2 + dS_2^2,$$

где dS_1 – дифференциал дуги по меридиану; dS_2 – дифференциал дуги вдоль параллели.

Так как

$$dS_1^2 = [1 + f'^2(z)] dz^2; \quad dS_2^2 = r^2 d\varphi^2 = [f(z)]^2 d\varphi^2,$$

то

$$dS^2 = [1 + f'^2(z)] dz^2 + [f(z)]^2 d\varphi^2. \quad (1)$$

Отсюда следует, что в качестве координат α_1 и α_2 целесообразно выбрать следующие:

$$\alpha_1 = z; \quad \alpha_2 = \varphi.$$

Тогда

$$A_1 = \sqrt{1 + f'^2(z)}; \quad A_2 = f(z). \quad (2)$$

Это дает возможность сделать важный вывод: параметры Ламе A_1 и A_2 являются функциями одной координаты – z .

В качестве координат α_i можно выбрать и другие криволинейные координаты, например, $\alpha_1 = \theta$, $\alpha_2 = \varphi$ (здесь θ – угол между нормалью к поверхности π и осью вращения оболочки (рис. 1)).

Запишем уравнения движения оболочки вдоль параллели:

$$\begin{aligned} & \frac{Eh}{1-\nu^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left[\nu \frac{\partial U_z}{\partial z} + \frac{A_1}{A_2} \frac{\partial U_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{1}{A_2} \frac{\partial A_2}{\partial z} U_z + \right. \\ & \quad \left. + W \left(\frac{\nu A_1}{R_1} + \frac{A_1}{R_2} \right) \right] + \\ & + \frac{Eh}{2(1+\nu)} \frac{1}{A_2} \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{A_2^2}{A_1} \frac{\partial U_\varphi}{\partial z} + A_2 \frac{\partial U_z}{\partial \varphi} - \right. \\ & \quad \left. - \frac{A_2}{A_1} \frac{\partial A_2}{\partial z} U_\varphi \right) + \\ & + \frac{Eh^3}{12(1+\nu)} \frac{1}{A_2} \frac{1}{R_1} \frac{\partial}{\partial z} \left(- \frac{A_2}{A_1} \frac{\partial^2 W}{\partial z \partial \varphi} + \right. \\ & + \frac{1}{A_1} \frac{\partial A_2}{\partial z} \frac{\partial W}{\partial \varphi} + \frac{A_2}{R_1} \frac{\partial U_z}{\partial \varphi} - \frac{A_2}{A_1 R_1} \frac{\partial A_2}{\partial z} U_z + \\ & + \frac{A_2^2}{A_1 R_2} \frac{\partial U_\varphi}{\partial \varphi} \left. \right) + \frac{Eh^3}{12(1+\nu)} \frac{\partial}{\partial z} \left(- \frac{1}{A_1 R_2} \frac{\partial^2 W}{\partial z \partial \varphi} + \right. \\ & + \frac{1}{A_1 A_2 R_2} \frac{\partial A_2}{\partial z} \frac{\partial W}{\partial \varphi} + \frac{1}{R_1 R_2} \frac{\partial U_z}{\partial \varphi} - \\ & - \frac{1}{A_1 R_1 R_2} \frac{\partial A_2}{\partial z} U_z + \frac{A_2}{A_1 R_2^2} \frac{\partial U_\varphi}{\partial z} \left. \right) + \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \frac{1}{R_2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(-\frac{A_1}{A_2^2} \frac{\partial^2 W}{\partial \varphi^2} - \frac{\nu}{R_1^2} \frac{\partial R_1}{\partial z} U_z + \right. \\
& \left. + \frac{\nu}{R_1} \frac{\partial U_z}{\partial z} + \right. \\
& + \frac{Eh^3}{12(1+\nu)} \frac{1}{R_1} \frac{\partial A_2}{\partial z} \left(-\frac{1}{A_1 A_2} \frac{\partial^2 W}{\partial z \partial \varphi} + \frac{1}{A_1 A_2^2} \frac{\partial A_2}{\partial z} \frac{\partial W}{\partial \varphi} + \right. \\
& \left. + \frac{1}{A_2 R_1} \frac{\partial U_z}{\partial \varphi} - \frac{1}{A_1 A_2 R_1} U_z + \right. \\
& \left. + \frac{1}{A_1 R_2} \frac{\partial U_\varphi}{\partial z} \right) = A_1 A_2 \left(-q_2 + \rho h \frac{\partial^2 U_\varphi}{\partial t^2} \right).
\end{aligned}$$

Упругие перемещения в этом направлении приведут к появлению напряжений сдвига. Здесь введены обозначения: U_z , U_x , W – упругие перемещения в трех направлениях; A_1 , A_2 – постоянные Ламе; E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона; h – толщина.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Координатные функции представим в виде:

$$\begin{aligned}
U_z &= U_0(z, t) + \\
& + \sum_{k=0}^{\infty} [U_{z,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + U_{z,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi];
\end{aligned} \quad (4)$$

$$U_\varphi = V_0(z, t) + \sum_{k=1}^{\infty} \left[U_{\varphi,k}^{(1)}(t, z) \sin k\varphi + U_{\varphi,k}^{(2)}(t, z) \cos k\varphi \right]; \quad (5)$$

$$W = W_0(z, t) + \sum_{k=1}^{\infty} \left[W_k^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + W_k^{(2)}(t, z) \sin k\varphi \right], \quad (6)$$

где

$$\begin{cases} U_0(z, t) = U_0^*(t) + U_{z,0}^{(1)}(z, t); \\ V_0(z, t) = V_0^*(t) + U_{\varphi,0}^{(1)}(z, t); \\ W_0(z, t) = W_0^*(t) + W_0^{(1)}(z, t). \end{cases} \quad (7)$$

На основании полученного можно сформулировать разнообразные методы построения координатных функций, например:

$$U_{z,k}^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} A_{z,j}^{(sk)}(t) z^2 (1-z)^2 U_{z,j}^{(sk)}(z); \quad (8)$$

$$U_{\varphi,k}^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} B_{\varphi,j}^{(sk)}(t) z^2 (1-z)^2 U_{\varphi,j}^{(sk)}(z); \quad (9)$$

$$W_k^{(s)} = \sum_{j=0}^{\infty} C_j^{(sk)}(t) z^4 (1-z)^4 W_j^{(sk)}(z), \quad (10)$$

так как они в общем удовлетворяют граничным условиям [2]. Используем метод Бубнова – Галеркина для интегрирования уравнения движения. С этой целью запишем соотношения:

$$U_{z,1}^{(1)} = A_1^{(1)}(t) \omega_1(z) \varphi_1^{(1)}(z); \quad (11)$$

$$U_{z,1}^{(2)} = A_1^{(2)}(t) \omega_1(z) \varphi_1^{(2)}(z);$$

$$U_{\varphi,1}^{(1)} = B_1^{(1)}(t) \omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z); \quad (12)$$

$$U_{\varphi,1}^{(2)} = B_1^{(2)}(t) \omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z);$$

$$W_1^{(1)} = C_1^{(1)}(t) \omega_2(z) \gamma_1^{(1)}(z); \quad (13)$$

$$W_1^{(2)} = C_1^{(2)}(t) \omega_2(z) \gamma_1^{(2)}(z).$$

где $\omega_1(z)$, $\omega_2(z)$ – функции Кравчука.

После ряда преобразований, получаем обычное дифференциальное уравнение для нахождения функций $B_1^{(1)}$ и $B_1^{(2)}$:

$$b_{\varphi 1}^{(1)} \ddot{B}_1^{(1)} - b_{\varphi 2}^{(1)} B_1^{(1)} + b_{\varphi 3}^{(1)} A_1^{(1)} + b_{\varphi 4}^{(1)} C_1^{(1)} = Q_{\varphi}^{(1)}(t),$$

$$\text{где } b_{\varphi 1}^{(1)} = -\beta \int_0^1 [1 - \beta_3 (2z-1)^2] \omega_1^2(z) [\psi_1^{(1)}(z)]^2 \partial z;$$

$$b_{\varphi 2}^{(1)} = \int_0^1 \left\{ -b_2 [1 - 2\beta_1 (2z-1)^2] \frac{\partial^2}{\partial z^2} [\omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z)] - \right.$$

$$\left. - b_3 (2z-1) \frac{\partial}{\partial z} [\omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z)] + \right.$$

$$\left. + b_5 \omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z) \right\} \omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z) \partial z;$$

$$b_{\varphi 3}^{(1)} = \int_0^1 \left\{ -b_1 [1 - \beta_1 (2z-1)^2] \frac{\partial}{\partial z} [\omega_1(z) \varphi_1^{(1)}(z)] + \right.$$

$$\left. + b_4 (2z-1) \omega_1(z) \varphi_1^{(1)}(z) \right\} \omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z) \partial z;$$

$$b_{\varphi 4}^{(1)} = b_6 \int_0^1 \omega_2(z) \gamma_1^{(1)}(z) \omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z) \partial z;$$

$$Q_{\varphi}^{(1)}(t) = - \int_0^1 [1 - \beta_3 (2z-1)^2] q_{2,1}^{(2)}(z, t) \omega_1(z) \psi_1^{(1)}(z) \partial z;$$

$$b_{\varphi 1}^{(2)} \ddot{B}_1^{(2)} - b_{\varphi 2}^{(2)} B_1^{(2)} + b_{\varphi 3}^{(2)} A_1^{(2)} + b_{\varphi 4}^{(2)} C_1^{(2)} = Q_{\varphi}^{(2)}(t), \quad (14)$$

$$\begin{aligned}
\text{где } b_{\phi 1}^{(2)} &= -\beta \int_0^1 [1 - \beta_3(2z-1)^2] \omega_1^2(z) [\psi_1^{(2)}(z)]^2 dz; \\
b_{\phi 2}^{(2)} &= \int_0^1 \left\{ -\omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z) - b_2 [1 - 2\beta_1(2z-1)^2] \frac{\partial^2}{\partial z^2} \times \right. \\
&\quad \times [\omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z)] - b_3(2z-1) \times \\
&\quad \times \frac{\partial}{\partial z} [\omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z)] + b_5 \omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z) \Big\} \omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z) dz; \\
b_{\phi 3}^{(2)} &= \int_0^1 \left\{ b_1 [1 - \beta_1(2z-1)^2] \frac{\partial}{\partial z} [\omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z)] - \right. \\
&\quad - b_4(2z-1) \omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z) \Big\} \omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z) dz; \\
b_{\phi 4}^{(2)} &= - \int_0^1 b_6 \omega_2(z) \gamma_1^{(2)}(z) \omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z) dz; \\
Q_{\phi}^{(2)} &= - \int_0^1 [1 - \beta_3(2z-1)^2] q_{2,1}^{(1)}(z, t) \omega_1(z) \psi_1^{(2)}(z) dz.
\end{aligned}$$

Аналогично для $A_1^{(1)}, A_1^{(2)}, C_1^{(1)}, C_1^{(2)}$. Если $k = 0$, то это соответствует осесимметричному нагружению, при $k = 1$ – осенесимметричному. Когда $k \geq 2$ этот случай отражает циклическое нагружение оболочки.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Таким образом, полученные соотношения дают возможность установить величину возникающих напряжений и принять обоснованные решения в плане их допустимых значений.

В качестве перспективных, наблюдаются пути использования керамики, композиционных конструкций и др. Попутно необходимо решать задачи изоляции – в источнике возникновения возмущения, на пути распространения, на двигателе. По-видимому, эффективно решать эту задачу на всех трех этапах.

Литература

1. Хвильові процеси в пружних оболонкових фрагментах двигунів / В.М. Мельник, В.В. Карачун, І.Г. Баранова, О.С. Шадріна // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2006. – №. 10 (36). – С. 175-176.
2. Карачун В.В., Каюк Я.Ф., Мельник В.Н. Волновые задачи поплавокowego гироскопа. – К.: Корнейчук, 2007. – 228 с.

3. Rayleigh. On the vibrations of a cylindrical vessel containing Ligind. – Philos. Mag., 1883. XV.

4. Николай Е.И. О колебаниях тонкостенных цилиндров // Журнал Русск. физ.-хим. общ-ва. – 1909. – 11, отдел. 1. – С. 37-44.

5. Lamb H.O. On the vibration of an elastic plate in contact with water // Proc. Roy. Soc. Of London, sr. A. – 1920. – Vol. 98. – P. 690.

6. Bezuska S.I. Scattering of underwater plaque ultrasonic waves by liquid cylindrical obstacles // JASA. – 1953. – Vol. 25, № 6. – P. 1090-1095.

7. Новожилов В.В. О перемещении абсолютно твердого тела под действием акустической волны давления // Прикл. матем. и мех-ка. – 1959. – Т.23, № 4. – С. 794-797.

8. Гузь А.Н., Кубенко В.Д., Бабаев А.Э. Гидроупругость систем оболочек. – К.: Вища шк., 1984. – 208 с.

9. Вороненко Е.Я. Задачи нестационарной гидроупругости для системы двух цилиндрических оболочек // Теория пластин и оболочек. – М.: Наука, 1971. – С. 33-39.

10. Гузь А.Н., Махорт Ф.Г., Гуца О.И. Введение в акустоупругость. – К.: Наук. думка, 1977. – 151 с.

11. Балабух Л.И., Галкин С.И. Приближенная теория основного напряженного состояния цилиндрической оболочки, подкрепленной упругими шпангоутами // Тр. 6-й Всесоюзн. конф. по теории оболочек и пластин. – Баку, М.: Наука, 1966. – С. 94-102.

12. Айзенберг М.В. Расчет продольных резонансных волн в тонкой цилиндрической оболочке, погруженной в сжимаемую жидкость // Тр. 7-й Всесоюзн. конф. по теории оболочек и пластин. – Днепропетровск, 1969. – С. 22-25.

13. Гольденвейзер А.Л. Уравнения теории тонких оболочек // Прикладная математика и механика. – 1940. – Т. 4. – Вып. 2. – С. 19-27.

14. Власов В.З. Общая теория оболочек и ее приложения в технике. – М.-Л.: Гостехтеоретиздат, 1949. – 784 с.

Поступила в редакцию 18.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.И. Бурау, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.

УДК 629.735.33

Л.В. КАПИТАНОВА

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДОПОЛНИТЕЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КАМЕР В КАЧЕСТВЕ ГАСИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ПРИ СОЗДАНИИ САМОЛЕТНЫХ МОДИФИКАЦИЙ

Для решения задачи обеспечения требуемых взлетно-посадочных характеристик модификаций самолетов транспортной категории впервые предложен новый конструктив – дополнительная энергетическая камера в амортизационной системе шасси. Показана целесообразность её использования по затуханию хода масс в момент первого посадочного удара, а также по допустимому изменению массы стоек шасси.

модификация самолета, дополнительная энергетическая камера, амортизаторы шасси самолетов

Введение

Создание модификаций самолетов транспортной категории является одним из наиболее эффективных путей обеспечения их конкурентоспособности.

Разработка таких модификаций осуществляется на основе двух наиболее распространенных методов: метода резервирования и модульного метода [1].

Метод резервирования заключается в назначении некоторых параметров самолета с заранее определенным технически и экономически целесообразным завышением с целью создания потенциала для осуществления модификаций. Резервирование осуществляется, как правило, по следующим параметрам: тяге двигателей, длине и объему фюзеляжа, высоте стоек основного шасси, емкости топливной системы и площади крыла. Вопрос о величине резерва, весьма сложен, поскольку связан с основными требованиями, обеспечивающими длительную летную жизнь самолету и серийность его производства, и представляет собой поиск компромиссных решений в определении минимальных, экономически целесообразных весовых потерь ради создания резервов. Метод модульного проектирования заключается в одновременной разработке семейства самолетов с одинаковыми значениями многих из основных параметров, на основе применения общих решений в области аэродинамики, компоновки, сис-

тем, оборудования и управления.

Путем модификаций достигается создание, совокупности самолетов с различными характеристиками (рис. 1).



Рис. 1. Семейство модификаций самолета Ан-148, разрабатываемых на основе модульного метода: Ан-148-100А, Ан-148-100В, Ан-148Е

Преимущества семейства пассажирских модификаций, созданных на основе единого базового самолета даже при частичных весовых и иных издержках весьма значительны. Они достигаются снижением затрат на проектирование, испытание, серийное производство и обслуживание, а также производственно-технических и научно-экспериментальных ресурсов. При этом эффект достигается благодаря общности большей части чертежей, определенной части расчетов и результатов проверок, статических, повторных и летных испытаний. На производстве сохраняется большая часть оснастки (стапели, шаб-

лоны стыковочные, шаблоны разжгутовки и др.), стоимость, которой значительна даже в сравнении с высокой стоимостью современных самолетов.

Формулирование проблемы. Одной из проблем возникающих при проектировании модификаций с измененной характеристикой “груз-дальность” является обеспечение этим самолетам приемлемых

взлетно-посадочных характеристик, поскольку увеличение коммерческой нагрузки или дальности приводит к росту взлетно-посадочной массы самолета и удельной нагрузки на крыло, что неизбежно влечет за собой увеличение длины разбега и пробега самолета (табл. 1).

Таблица 1

Изменения ВПХ пассажирских самолетов типа ERJX в процессе их модификации

Тип самолета и его модификации	Число пассажиров	Взлетная масса, кг	Удельная нагрузка на крыло, кг/м ²	Взлетно-посадочные характеристики	
				Длина разбега по FAR, м	Длина пробега по ГАА (посадочная дистанция), м
ERJ135ER	37	19000	384	1516	1209
ERJ135LR	37	20000	404	1673	1209
ERJ140ER	44	20150	407	1693	1344
ERJ140LR	44	20200	408	1934	1349
ERJ145ER	50	20500	414	1752	1349
ERJ145LR	50	22000	444	2233	1383
ERJ145XR	50	24000	484	2093	1417

Как видим, для модификаций ERI 145 (табл. 1) уже требуются аэродромы более высокого класса Б, что снижает их конкурентоспособность.

Таким образом, вопрос удержания взлетно-посадочных характеристик модификаций на уровне их базового самолета является актуальной научной и практической задачей.

Решение поставленной задачи

Одной из составляющих проблемы ВПХ является обеспечение у модификаций длины их разбега примерно равной длине разбега базового самолета,

$$L_{np}^M \approx L_{np}^P, \quad (1)$$

а эффективным путем реализации условия (1) является управляемое изменение величины неуравновешенности взлетно-посадочной массы самолета (m_{noc}) и подъемной силой крыла (Y) [2], т.е. выполнение условия:

$$\beta_n = \beta_{ш}(ДЭК). \quad (2)$$

В выражение (2) входят:

β_n – коэффициент неуравновешенности посадочной массы ($m_{noc}g$ (рис. 1)) модификации подъемной

силой крыла (Y) момент первого касания пневматиков шасси взлетно-посадочной полосы (ВПП), величина которого по данным работы [2] определяется по выражению

$$\bar{\beta}_n = 1 - \frac{C_y q}{p}, \quad (3)$$

где C_y – коэффициент подъемной силы; q – скоростной напор; p – удельная нагрузка на крыло; $\beta_{ш}$ – относительная величина энергии, которую способны реализовать амортизаторы со встроенными в них дополнительными энергетическими камерами (ДЭК) (рис. 2).

Выражение (2) означает, что использование дополнительных энергетических камер (ДЭК) в амортизационных системах шасси должно изменить $0 < \beta_{ш} \leq 1,0$ при посадке и обеспечивать реализацию условия (3)

Средством, реализующим выражение (2) являются дополнительные энергетические камеры (ДЭК) в основных и передней стойках шасси самолета (рис. 3).

Дополнительная энергетическая камера (ДЭК)

органически встроена в амортизатор стоек шасси (рис. 3), однако её гидравлическая камера изолирована от гидравлической камеры амортизатора пла-

вающим поршнем – 12. Кроме того, ДЭК содержит и отдельную газовую камеру 5.

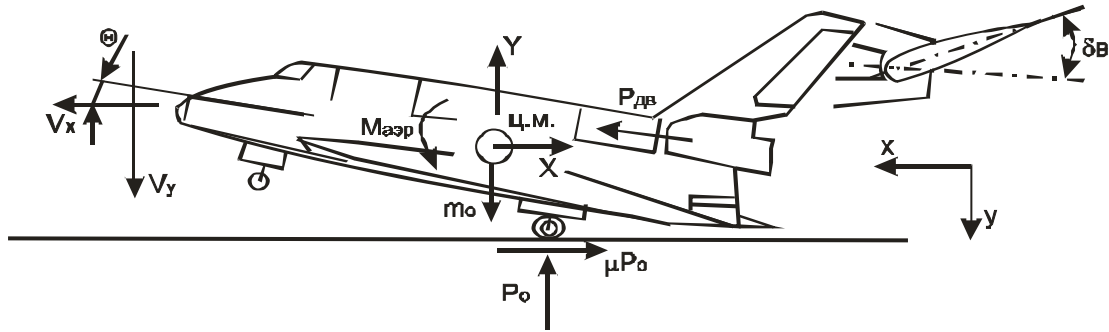


Рис. 2. Схема сил и моментов, действующих на самолет в момент приземления

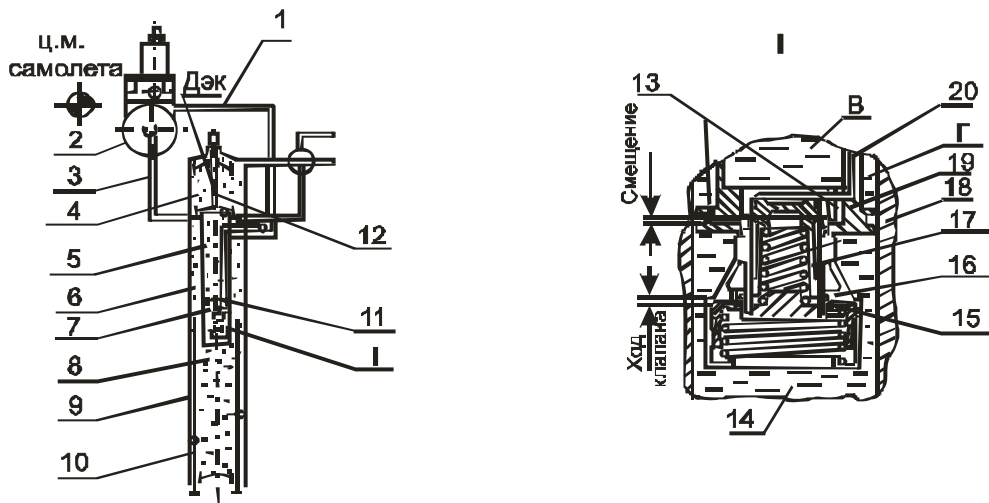


Рис. 3. Принципиальная схема амортизатора основной опоры шасси с управляемой дополнительной энергетической камерой (ДЭК), агрегатом управления (I) и клапаном отключения (II):

1 – канал управления клапаном отключения; 2 – гидроаккумуляторы; 3 – канал разгрузки; 4 – базовая камера ДЭК; 5 – газовая камера А; 6 – газовая камера Г; 7 – камера В; 8 – камера прямого и обратного хода; 9 – стакан; 10 – шток; 11 – плунжер; 12 – плавающий поршень; 13 – соединительные клапаны камер В и Г; 14 – камера прямого хода; 15 – дроссель обратного хода; 16 – дроссель прямого хода; 17 – клапан золотник; 18 – шток; 19 – плунжер; 20 – канал управления клапаном отключения

Включение в работу ДЭК осуществляется клапанным гидрораспределителем (I) с электромагнитным управлением. Синхронно в противофазе с включением и отключением ДЭК производится отключение и включение в работу газовой камеры амортизатора (А) с помощью клапана отключения (II).

На изменение работы совершаемой ДЭК оказывают влияние следующие её параметры:

- ход поршня – S_p ;
- величина коэффициента, дроссели которые

сказываются прежде всего на величине осевого усилия в амортизаторе Q .

Для амортизатора в базовом варианте (рис. 4) Q может быть определена по выражению [3],

$$Q = Q_0 + (Q_c + Q_{mp}) \operatorname{sgn} \dot{S}. \quad (4)$$

Сила сжатия газа Q_0 определяется обычно типом амортизатора и для наиболее распространенного однокамерного амортизатора может быть записана:

$$Q_0 = \frac{p_0 F_{um}}{\left(1 - \frac{S}{H}\right)^\chi}, \quad (5)$$

где p_0 – начальное давление в газовой камере амортизатора; S – ход штока амортизатора;

$H = \frac{V_o}{F_{um}}$; V_o – начальный объем камеры амортиза-

тора; F_{um} – площадь штока; χ – показатель полит-

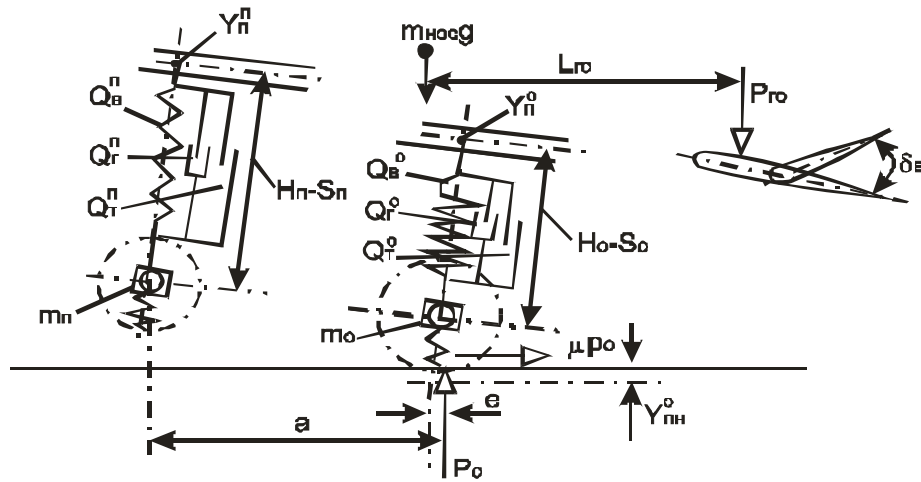


Рис. 4. Схема сил, действующих в базовом варианте амортизатора шасси в момент приземления

Нелинейная сила гидравлического сопротивления (Q_z) для широкого класса амортизаторов на прямом ($\dot{S} > 0$) и обратном ($\dot{S} < 0$) ходах имеет вид:

$$Q_z = \begin{cases} \xi_{nx} \cdot \rho \cdot \frac{F_{nl}^3}{2f_{nx}^2} \dot{S}^2 \text{ при } \dot{S} > 0; \\ \xi_{ox} \cdot \rho \cdot \left[\frac{F_{к.о.м}^3}{2f_{ox}^2} + \frac{F_{nl}^3}{2f_{nx}^2} \right] \cdot \dot{S}^2 \text{ при } \dot{S} < 0, \end{cases} \quad (6)$$

где F_{nl} – площадь плунжера; $F_{к.о.м}$ – площадь камеры обратного хода; ρ – массовая плотность рабочей жидкости; f_{nx} , f_{ox} – площади дроссельных отверстий на прямом и обратном ходах амортизатора.

Сила трения Q_{mp} суммируется из следующих составляющих: силы трения уплотнительного набора в амортизаторе $Q_{тм}$, силы трения в направляющих штока (буксах), которые, в свою очередь, зависят от типа амортизатора, схемы стойки и её геометрических параметров.

Силы трения уплотнительного набора амортизаторов в основном зависят от силы $Q_в$:

$$Q_{тм} = \mu_m Q_в, \quad (7)$$

где $\mu_m = 0,05 \div 0,2$.

Для модифицированного варианта амортизации

онной системы имеющей ДЭК изменение полного усилия в амортизаторе осуществляется с учетом логики взаимодействия опор шасси с ВПП в момент первого посадочного удара [4].

$$Q(t) = \begin{cases} Q_в + (Q_z + Q_{mp}) \text{sign} \dot{y}, \\ \text{при } \text{sign} \dot{y} = 1 \quad S_{pk} = 0; \\ \\ (Q_z^a + Q_{mp}^a) \text{sign} \dot{y}, \\ \text{при } \text{sign} \dot{y} = 0 \quad S_{pk} \leq 0; \\ \\ (Q_z^a + Q_{mp}^a) \text{sign} \dot{y}, \\ \text{при } \text{sign} \dot{y} = -1 \quad 0 \leq S_{pk} \leq S_p; \\ \\ Q_в + (Q_z + Q_{mp}) \text{sign} \dot{y}, \\ \text{при } \text{sign} \dot{y} = -1 \quad S_{pk} = S_p, \end{cases} \quad (8)$$

где $\text{sign} \dot{y} = 0$ – признак обратного хода амортизационной системы; S_{pk} – ход поршня ДЭК; Q_z^a – сила гидравлического сопротивления в амортизационной стойке с учетом работы ДЭК; $\dot{S}$ – скорость точек крепления стоек шасси. Если полученные значения $Q(t)$ (вы 8) учесть в известных выражениях по оценке перемещения центр масс самолета в его продольном движении при пробеге [4], то получим характеристики переходного процесса с оценкой влияния на

них параметров дополнительных энергетических камер (рис. 5).

Как видим, включение дополнительной энергетической камеры (ДЭК) в амортизационный цикл вносит существенные коррективы в переходные процессы по перемещению центра масс самолета. Если в базовом варианте через 0,6 сек начинается подскок ($t_n = 0,06 \dots 2,5$ сек) с амплитудой $y_1 \approx 300$ мм, то при наличии ДЭК с $\beta_{ш} = 0,2$ подскок практически отсутствует поскольку $y_1 > 0$ во всем диапазоне времени $y_1 > 0$.

Такой характер переходного процесса по перемещению центра масс самолета играет решающую роль, поскольку позволяет включать тормозные устройства в первые же моменты касания колесами ВПП.

Как вытекает из выражения (2) использование ДЭК в стойках шасси по условиям обеспечения безотрывности продольного движения самолета допускает увеличение значения коэффициента $\bar{\beta}_n$, и вертикальной составляющей посадочной скорости самолета V_y в момент его приземления, что не может не сказаться на массе стоек шасси в сторону её увеличения.

При таких обстоятельствах следует искать способ определения рационального значения величины $\bar{\beta}$, как по условиям посадки самолета, так и с учетом массы стоек шасси.

В практике оценки весового совершенства стоек шасси [6] принято оперировать коэффициентом π :

$$\pi = \frac{m_{cm}}{P_{cm}}, \quad (9)$$

который выражает собой отношения массы стойки (m_{cm}) к величине стояночной нагрузки (P_{cm}) действующей на эту стойку. Естественно, чем меньше величина π , тем более совершенной в весовом отношении считается стойка. В табл. 2 приведены нормативные значения этого коэффициента как наиболее высокие достижения в мировой практике проектирования пассажирских самолетов.

Таблица 2

Нормативные значения коэффициента весовой отдачи π стоек шасси (мировой уровень)

Время проектирования	1980	1990	2000
Весовая отдача, кг/кгс	0,017–0,018	0,0163–0,0166	0,0160–0,0163

Некоторые исследователи полагают, [4] что такая оценка весового совершенства стоек шасси справедлива лишь для самолетов, совершающих посадки с перегрузкой $n_y < 2$ и вертикальной скоростью непосредственного приземления не превышающей $V_y \leq 2$ м/с. В случаях же когда $n_y > 2,0$, весовое совершенство стоек шасси предлагается вести по приведенному значению $\bar{\pi}$:

$$\bar{\pi} = \frac{m_{cm}}{P_{cm} n_{нос}^y}, \quad (10)$$

где $n_{нос}^y$ – перегрузка при посадке.

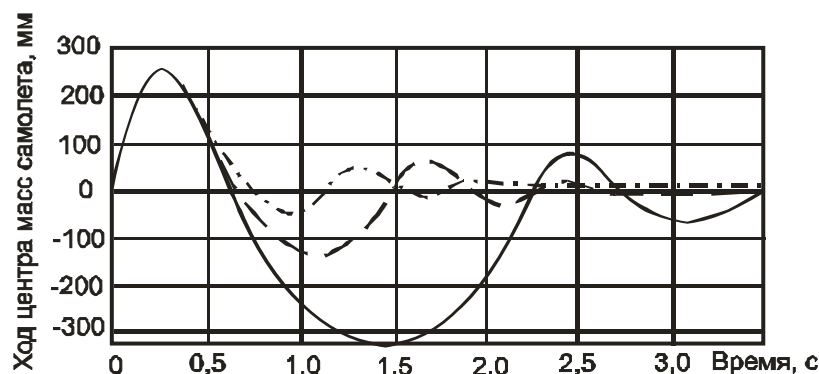


Рис. 5. Изменение перемещений центра масс самолета с $m_{нос} = 17,6$ т при $V_y = 3,05$ м/с: — $\beta_{ш} = 0$; — $\beta_{ш} = 0,16$; — $\beta_{ш} = 0,22$ ($S_p = 45$ мм; $K_0 = 17000$; $f_{ox} = 6,1$ мм²)

Преобразуя (10), получим:

$$\bar{\pi} = \frac{\pi}{n_{noc}^y}. \quad (11)$$

Т.е. проектирование стоек на увеличенную перегрузку значение коэффициента π возрастает, а весовое совершенство падает.

В случае же использования дополнительных энергетических камер ДЭК в стойках шасси и реализации посадочных конфигураций самолета обеспечивающих повышенные значения коэффициента $\bar{\beta}$, (что и является новым подходом в данной научной работе), перегрузки на этапе парашютирования безусловно возрастут и это требует дополнительной оценки влияния этого процесса на изменение массы стоек шасси.

В выражение (11), оценивающее весовое совершенство шасси, входит величина перегрузки действующей на стойку вдоль оси ОУ.

Согласно А.И. Макаревскому [7] в непосредственный момент приземления на основные стойки шасси действует перегрузка

$$n_{ш, noc}^y = -\frac{2,08\omega_{ш}}{g} \sqrt[3]{\frac{gh_{n3}}{V_x K}}, \quad (12)$$

где h_{n3} – высота парашютирования самолета в момент приземления; K – аэродинамическое качество самолета в момент парашютирования; V_x – горизонтальная составляющая посадочной скорости.

Обычно, величину $\omega_{ш}$ принимают в пределах (6...15) 1/сек., а неизвестное значение V_x можно определить из выражения (3), если учесть, что

$$q = \rho \frac{V_x^2}{2}; \quad V_x = \sqrt{\frac{2(1-\bar{\beta}_n)}{C_y \rho}}. \quad (13)$$

В таком случае перегрузка в момент первого удара самолета о ВПП при фиксированном значении ρ определится по следующему выражению

$$n_{noc}^y = \frac{2,08\omega_{ш}}{g} \sqrt[3]{\frac{gh_{n3}C_y^{1/2}\rho^{1/2}}{K(2(1-\bar{\beta}_n))^{1/2}}}. \quad (14)$$

После подстановки (14) в (11) и при $\bar{\beta}_n = \bar{\beta}_{ш}$ получим

$$\bar{\pi} = \frac{\pi g}{2,08\omega_{ш}} \sqrt[3]{\frac{gh_{n3}C_y^{1/2}\rho^{1/2}}{K(2(1-\bar{\beta}_n))^{1/2}}}. \quad (15)$$

Как видим, относительный коэффициент весового совершенства стойки шасси $\bar{\pi}$ определяется рядом важных параметров, в том числе и коэффициентом неуравновешенности посадочной массы подъемной силой крыла $\bar{\beta}$, величина которого в свою очередь существенным образом зависит от использования дополнительных энергетических камер в стойках шасси.

Согласно данным, представленным на рис. 5 для обеспечения безотрывности продольного движения самолета в первый момент приземления необходимо использовать повышенные значения $\bar{\beta}$.

Однако, как вытекает из (15) увеличение $\bar{\beta}$ ведет к росту перегрузки $n_{ш}^y$, а значит и к увеличению массы стойки $m_{см}$, хотя коэффициент весового совершенства при этом улучшается. Анализ показывает, что при увеличении удельной нагрузки на крыло у модифицированных самолетов на 15...20% ухудшение коэффициента весового совершенства стойки шасси наступает при значениях коэффициента неуравновешенности посадочной массы подъемной силы крыла $\bar{\beta} \geq 0,2$.

Исходя из такого соображения, значения $\bar{\beta} < 0,2$ следует признать наиболее рациональными, как с точки зрения улучшения посадочных характеристик самолета, так и по параметру весового совершенства стоек шасси.

Однако, в ряде случаев, в особенности при больших значениях V_y , использование $\bar{\beta} > 0,2$ может оказаться единственным средством, с помощью которого можно обеспечить устойчивое продольное движение (без повторных отделений и "козления") в первой фазе посадочного пробега. В таких случаях

соображения весового совершенства стоек шасси не могут выступать в качестве жесткого ограничения.

Выводы

Впервые предложена дополнительная энергетическая камера (ДЭК) входящая в качестве нового конструктива в амортизационную систему шасси самолета и способная поглотить посадочную энергию модифицированного самолета с увеличенной производительностью.

Оценка рациональности применимости таких камер в модифицированных самолетах произведена с помощью вновь введенного коэффициента неуравновешенности посадочной массы и подъемной силы β в момент первого удара самолета о ВПП.

Показано, что использование ДЭК в амортизационных системах допускает увеличение этого коэффициента в два и более раза, что обеспечивает безотрывное движение самолета от ВПП в процессе посадочного пробега незначительным увеличением массы стоек шасси.

Таким образом, дополнительные энергетические камеры могут служить эффективным средством улучшения ВПХ при разработке модификаций самолетов транспортной категории.

Литература

1. Шейнин В.М., Макаров В.М. Роль модификаций в развитии авиационной техники. – М.: Наука, 1983. – 226 с.
2. Капитанова Л.В., Основные условия сохранения базовых взлетно-посадочных характеристик при разработке модификаций самолетов // Вопросы проектирования и производства конструкций летательных аппаратов: Сб. науч. тр. – Х.: НАУ «ХАИ». – 2007. – Вып. 2(49). – С. 11-19.

3. Дмитриев В.М., Дмитриева В.М. Работа амортизационной стойки шасси при вынужденных колебаниях самолета // Авиационная промышленность. – 1982. – № 3. – С. 1-8.

4. Трофимов В.А., Толмачев Н.Г. Моделирование процессов возникновения и развития тангажных колебаний при полетах самолета // Открытые информационные технологии: Сб. науч. тр. – Х.: НАУ «ХАИ», 2000. – Вып. 5. – С. 130-135.

5. Волох И.Н. Автоматическая система расчета динамических характеристик амортизационных систем // Математическое обеспечение САПР. – 1962. – С. 110-124.

6. Федоренко И.Г. Основные проектные параметры самолетного шасси и его весовая оценка // Самолетостроение. Техника воздушного флота: Сб. науч. тр. – 1974. – № 5. – С. 12-18.

7. Макаревский А.И., Чижов В.М. Основы прочности и аэроупругости самолета. – М.: Машиностроение, 1982. – 284 с.

8. Introduction to Aeronautics: A Design Perspective / Steven A. Brandt, Randall J. Stiles, John J. Berlin, And Ray Whitford. // American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. – Second Edition. – 2004. – 508 p.

9. Основы общего проектирования самолетов с газотурбинными двигателями: Учебн. пос. Ч. 1. / П.В. Балабуев, С.А. Бычков, А.Г. Гребеников, В.Н. Желдоченко, А.А. Кобылянский, А.К. Мялица, В.И. Рябков, Т.П. Цепляева. — Х.: НАУ «ХАИ», 2003. – 454 с.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Бетин, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.7.054

В.В. КАРАЧУН

*Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина***СОБСТВЕННЫЕ ЧАСТОТЫ ОБОЛОЧЕЧНЫХ ФРАГМЕНТОВ
С НЕНУЛЕВОЙ КРИВИЗНОЙ ЛИНИИ МЕРИДИАНА**

Приводятся качественные и количественные результаты определения собственных частот оболочечных фрагментов двигателей с ненулевой кривизной линии меридиана.

кривизна линии меридиана, оболочка собственные частоты, уравнение частот, координатные функции, перекрестные связи

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В натурных условиях элементы конструкции двигателей испытывают целый ряд внешних воздействий, приводящих к изменению свойств материала. Это линейные и угловые ускорения, вибрация, кинематическое возмущение, тепловая нагрузка, акустическое излучение и другие.

Если для возмущающих факторов воздействующих на конструкцию через опоры, разработаны и внедрены множество методов и средств подавления их влияния (кинематическое, силовое возмущение), то борьба с пространственными воздействиями – тепловой факел, акустическое нагружение и т.п. – только приобретает очертания строгой идеологии.

Наиболее остро этот вопрос касается протяженных конструкций – плоских, оболочечных, искривленных пластин. Так, плоские элементы в направлении нормали к поверхности имеют существенно меньшую жесткость по сравнению с другими двумя составляющими и, естественно, вибрируют при внешнем возмущении. Оболочки, в плоскости шпангоута обладают существенно малой жесткостью в радиальном направлении и также подвержены внешним воздействиям.

В своей совокупности вынужденные движения конструкции могут привести к ухудшению функциональных параметров двигателей, а в некоторых случаях ситуация может выйти из-под контроля –

локальные особенности резонансного типа (волновое совпадение). Таким образом, задача совершенствования конструкции представляется актуальной на всех этапах создания современных двигательных установок летательных аппаратов.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Остановимся более подробно на изучении оболочечных фрагментов. Широкое их использование при технической реализации комплектующих подвижных объектов стимулировало развитие достаточно простых, но эффективных, методов их расчета [1 – 4].

В основу теории положено предположение о существенно малом, по сравнению с толщиной, перемещении точек поверхности. Координатные функции представлялись в виде рядов.

К недостаткам метода относится отсутствие области его применения, а также характера сходимости рядов.

Предпочтительным является путь определения координатных функций через элементарные. С другой стороны, имеет смысл технически устранить опасную зону – малую жесткость поверхности в радиальном направлении. Это реализуется переходом к поверхностям с ненулевой Гауссовой кривизной, например, вогнутым или выпуклым. Решению задачи посвящены были приводимые исследования.

Постановка задачи данного исследования. Ставится задача составления уравнения частот тон-

ких оболочечных фрагментов двигателей с выпуклой (вогнутой) линией меридиана и численный анализ собственных частот ω для нескольких модификаций.

Как оказалось, колебания оболочек вращения с переменным радиусом кривизны срединной поверхности существенно меняют сложившиеся представления о характере колебаний, что проявляется в резком искажении их форм, с одной стороны, в проявлении зон повышенной напряженности и почти не колеблющихся участков – с другой.

Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов

Чтобы получить уравнение частот для трех пар дифференциальных уравнений формально примем равными нулю их правые части [5, 6]:

$$\begin{aligned} Q_z^{(1)}(t) = 0; \quad Q_\phi^{(1)}(t) = 0; \quad Q_w^{(1)}(t) = 0; \\ Q_z^{(2)}(t) = 0; \quad Q_\phi^{(2)}(t) = 0; \quad Q_w^{(2)}(t) = 0. \end{aligned} \quad (1)$$

Затем, используем аппроксимации вида

$$\begin{cases} A_1^{(1)}(t) = a_1^{(1)} e^{i\omega t}; \\ B_1^{(1)}(t) = b_1^{(1)} e^{i\omega t}; \quad C_1^{(1)}(t) = c_1^{(1)} e^{i\omega t}; \\ A_1^{(2)}(t) = a_1^{(2)} e^{i\omega t}; \\ B_1^{(2)}(t) = b_1^{(2)} e^{i\omega t}; \quad C_1^{(2)}(t) = c_1^{(2)} e^{i\omega t}, \end{cases} \quad (2)$$

где $a_1^{(1)}, b_1^{(1)}, c_1^{(1)}, a_1^{(2)}, b_1^{(2)}, c_1^{(2)}$ – произвольные постоянные, для подстановки в уравнения движения.

Получаем:

$$\begin{cases} (a_{z2}^{(1)} - \omega^2 a_{z1}^{(1)}) a_1^{(1)} + a_{z3}^{(1)} b_1^{(1)} + a_{z4}^{(1)} c_1^{(1)} = 0; \\ (a_{z2}^{(2)} - \omega^2 a_{z1}^{(2)}) a_1^{(2)} + a_{z3}^{(2)} b_1^{(2)} + a_{z4}^{(2)} c_1^{(2)} = 0; \\ (-b_{\phi 2}^{(1)} - \omega^2 b_{\phi 1}^{(1)}) b_1^{(1)} + b_{\phi 3}^{(1)} a_1^{(1)} + b_{\phi 4}^{(1)} c_1^{(1)} = 0; \\ (b_{\phi 2}^{(2)} - \omega^2 b_{\phi 1}^{(2)}) b_1^{(2)} + b_{\phi 3}^{(2)} a_1^{(2)} + b_{\phi 4}^{(2)} c_1^{(2)} = 0; \\ (c_{w2}^{(1)} - \omega^2 c_{w1}^{(1)}) c_1^{(1)} + c_{w3}^{(1)} b_1^{(1)} + c_{w4}^{(1)} a_1^{(1)} = 0; \\ (c_{w2}^{(2)} - \omega^2 c_{w1}^{(2)}) c_1^{(2)} + c_{w3}^{(2)} b_1^{(2)} + c_{w4}^{(2)} a_1^{(2)} = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Система уравнений (3) распадается на две независимых:

$$\begin{cases} (a_{z2}^{(1)} - \omega^2 a_{z1}^{(1)}) a_1^{(1)} + a_{z3}^{(1)} b_1^{(1)} + a_{z4}^{(1)} c_1^{(1)} = 0; \\ b_{\phi 3}^{(1)} \cdot a_1^{(1)} + (-b_{\phi 2}^{(1)} - \omega^2 b_{\phi 1}^{(1)}) b_1^{(1)} + b_{\phi 4}^{(1)} c_1^{(1)} = 0; \\ c_{w4}^{(1)} a_1^{(1)} + c_{w3}^{(1)} b_1^{(1)} + (c_{w2}^{(1)} - \omega^2 c_{w1}^{(1)}) c_1^{(1)} = 0; \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} (a_{z2}^{(2)} - \omega^2 a_{z1}^{(2)}) a_1^{(2)} + a_{z3}^{(2)} b_1^{(2)} + a_{z4}^{(2)} c_1^{(2)} = 0; \\ b_{\phi 3}^{(2)} \cdot a_1^{(2)} + (b_{\phi 2}^{(2)} - \omega^2 b_{\phi 1}^{(2)}) b_1^{(2)} + b_{\phi 4}^{(2)} c_1^{(2)} = 0; \\ c_{w4}^{(2)} a_1^{(2)} + c_{w3}^{(2)} b_1^{(2)} + (c_{w2}^{(2)} - \omega^2 c_{w1}^{(2)}) c_1^{(2)} = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Или в таком виде:

$$\begin{vmatrix} \frac{a_{z2}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} - \omega^2 & \frac{a_{z3}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} & \frac{a_{z4}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \\ \frac{b_{\phi 3}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} & -\frac{b_{\phi 2}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} - \omega^2 & \frac{b_{\phi 4}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \\ \frac{c_{w4}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} & \frac{c_{w3}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} & \frac{c_{w2}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} - \omega^2 \end{vmatrix} = 0; \quad (6)$$

$$\begin{vmatrix} \frac{a_{z2}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} - \omega^2 & \frac{a_{z3}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} & \frac{a_{z4}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \\ \frac{b_{\phi 3}^{(2)}}{b_{\phi 1}^{(2)}} & \frac{b_{\phi 2}^{(2)}}{b_{\phi 1}^{(2)}} - \omega^2 & \frac{b_{\phi 4}^{(2)}}{b_{\phi 1}^{(2)}} \\ \frac{c_{w4}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} & \frac{c_{w3}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} & \frac{c_{w2}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} - \omega^2 \end{vmatrix} = 0. \quad (7)$$

Соотношения (6), (7) дают возможность определить частоты ω . Из выражения (6) получаем:

$$\lambda^3 + E_1^{(1)} \lambda^2 + E_2^{(1)} \lambda + E_3^{(1)} = 0, \quad (8)$$

где $\lambda = \omega^2$; $E_1^{(1)} = \frac{a_{z2}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} + \frac{b_{\phi 2}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} + \frac{c_{w2}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}}$;

$$E_2^{(1)} = -\frac{b_{\phi 2}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \left(\frac{a_{z2}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} + \frac{c_{w2}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} \right) - \frac{a_{z2}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w2}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} +$$

$$+ \frac{b_{\phi 4}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w3}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} + \frac{a_{z3}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{b_{\phi 3}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} + \frac{a_{z4}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w4}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}};$$

$$E_3^{(1)} = \frac{a_{z2}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{b_{\phi 2}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w2}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} - \frac{a_{z2}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{b_{\phi 4}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w3}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} +$$

$$+ \frac{a_{z3}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{b_{\phi 4}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w4}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} - \frac{c_{w2}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} \cdot \frac{a_{z3}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{b_{\phi 3}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} +$$

$$+ \frac{a_{z4}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{b_{\phi 3}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w3}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}} - \frac{a_{z4}^{(1)}}{a_{z1}^{(1)}} \cdot \frac{b_{\phi 2}^{(1)}}{b_{\phi 1}^{(1)}} \cdot \frac{c_{w4}^{(1)}}{c_{w1}^{(1)}}.$$

Аналогично, из (7) получаем второе уравнение частот:

$$\lambda^3 + E_1^{(2)}\lambda^2 + E_2^{(2)}\lambda + E_3^{(2)} = 0, \quad (9)$$

$$\text{где } \lambda = \omega^2; \quad E_1^{(2)} = \frac{a_{z2}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} - \frac{b_{\phi2}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} + \frac{c_{w2}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}};$$

$$E_2^{(2)} = \frac{b_{\phi2}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \left(\frac{a_{z2}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} + \frac{c_{w2}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} \right) - \frac{a_{z2}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w2}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} +$$

$$+ \frac{b_{\phi4}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w3}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} + \frac{a_{z3}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{b_{\phi3}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} + \frac{a_{z4}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w4}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}};$$

$$E_3^{(2)} = -\frac{a_{z2}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{b_{\phi2}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w2}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} - \frac{a_{z2}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{b_{\phi4}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w3}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} +$$

$$+ \frac{a_{z3}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{b_{\phi4}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w4}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} - \frac{a_{z3}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{b_{\phi3}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w2}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} +$$

$$+ \frac{a_{z4}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{b_{\phi3}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w3}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}} + \frac{a_{z4}^{(2)}}{a_{z1}^{(2)}} \cdot \frac{b_{\phi2}^{(2)}}{b_{\phi1}^{(2)}} \cdot \frac{c_{w4}^{(2)}}{c_{w1}^{(2)}}.$$

Перейдем от канонической формы записи уравнений (8) и (9) к виду, удобному для отыскания корней кубического уравнения. Имеем, соответственно:

$$y_1^3 + 3p_1y_1 + 2q_1 = 0, \quad (10)$$

$$\text{где } y_1 = \lambda_1 + \frac{1}{3}E_1^{(1)};$$

$$2q_1 = \frac{2E_1^{(1)3}}{27} - \frac{E_1^{(1)}E_2^{(1)}}{3} + E_3^{(1)};$$

$$3p_1 = \frac{3E_2^{(1)} - E_1^{(1)2}}{3} = E_2^{(1)} - \frac{E_1^{(1)2}}{3};$$

$$y_2^3 + 3p_2y_2 + 2q_2 = 0, \quad (11)$$

$$\text{где } y_2 = \lambda_2 + \frac{E_1^{(2)}}{3};$$

$$2q_2 = \frac{2E_1^{(2)3}}{27} - \frac{E_1^{(2)}E_2^{(2)}}{3} + E_3^{(2)};$$

$$3p_2 = \frac{3E_2^{(2)} - E_1^{(2)2}}{3} = E_2^{(2)} - \frac{E_1^{(2)2}}{3}.$$

В обоих уравнениях дискриминант $D_i = (q_i^2 + p_i^3) > 0$, что позволяет сделать вывод о

наличии одного положительного корня как в (10), так и в (11). Два других корня – комплексные.

Тогда, применив формулу Кардана для уравнений (10) и (11), находим решение в виде:

$$y_1 = U_1 + V_1; \quad y_2 = U_2 + V_2, \quad (12)$$

где

$$U_1 = \left\{ -q_i + \left[q_i^2 + p_i^3 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = \left[-q_i + D_i^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}};$$

$$V_1 = \left\{ -q_i - \left[q_i^2 + p_i^3 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = \left[-q_i - D_i^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}. \quad (13)$$

Численный анализ в режиме вычислительных операций MATCHAD позволяет найти значения собственных частот ω поплавка.

Выпуклость ($\delta > 0$), равно как и вогнутость ($\delta < 0$), в пределах от нуля до 0,3 см практически не влияет на существенные изменения величины собственной частоты ω и составляет 1,393 при $\delta = 0,01$ см и 1,196 при $\delta = 0,30$ (первый столбец), а также 1,411 при $\delta = -0,01$ см и 1,822 при $\delta = -0,30$ см (предпоследний столбец). В то же время, для поплавка в виде классического кругового цилиндра с нулевой кривизной боковой поверхности ($\delta = 0$) имеют место две собственные частоты: $\omega_1 = 1,404$ и $\omega_2 = 1,183$ [7].

Из уравнений (11) находим, что значения собственных частот ω_2 составляют: 1,175 для $\delta = 0,01$ и 1,193 при $\delta = -0,01$. Если $\delta = 0,30$, то $\omega_2 = 0,979$, а для $\delta = -0,30$ – $\omega_2 = 1,559$.

Таким образом, изменяя кривизну δ (в том числе ее знак) можно желаемым образом изменить значение собственных частот. Одновременно, зная динамику изменения линии меридиана под действием тех или иных факторов, можно также прогнозировать смещение ω по оси частот.

Таблица 1

Частоты ω собственных колебаний оболочки с выпуклой ($\delta > 0$) и вогнутой ($\delta < 0$) поверхностью

$\delta \setminus \omega$			$-\delta \setminus \omega$		
0	1,404	1,183	0	1,404	1,183
0,01	1,393	1,175	0,01	1,411	1,193
0,02	1,386	1,166	0,02	1,421	1,200
0,03	1,375	1,158	0,03	1,432	1,212
0,04	1,367	1,149	0,04	1,442	1,221
0,05	1,356	1,140	0,05	1,459	1,229
0,06	1,349	1,136	0,06	1,463	1,241
0,07	1,342	1,127	0,07	1,476	1,249
0,08	1,334	1,118	0,08	1,487	1,261
0,09	1,327	1,109	0,09	1,497	1,269
0,10	1,319	1,105	0,10	1,510	1,281
0,11	1,311	1,095	0,11	1,523	1,292
0,12	1,304	1,091	0,12	1,533	1,304
0,13	1,296	1,082	0,13	1,546	1,315
0,14	1,288	1,077	0,14	1,559	1,327
0,15	1,285	1,068	0,15	1,575	1,338
0,16	1,277	1,063	0,16	1,587	1,349
0,17	1,269	1,058	0,17	1,600	1,364
0,18	1,265	1,049	0,18	1,634	1,375
0,19	1,257	1,044	0,19	1,631	1,389
0,20	1,253	1,039	0,20	1,646	1,404
0,21	1,245	1,030	0,21	1,661	1,418
0,22	1,241	1,025	0,22	1,676	1,432
0,23	1,233	1,020	0,23	1,694	1,446
0,24	1,229	1,015	0,24	1,709	1,459
0,25	1,225	1,005	0,25	1,726	1,476
0,26	1,217	1,000	0,26	1,746	1,490
0,27	1,212	0,999	0,27	1,764	1,507
0,28	1,208	0,989	0,28	1,783	1,523
0,29	1,204	0,984	0,29	1,800	1,543
0,30	1,196	0,979	0,30	1,822	1,559
0,40	1,158	0,935			
0,50	1,109	0,883			

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Таким образом представляется возможность вычисления собственных частот выпуклых и вогнутых оболочечных фрагментов двигателей. Полученные аналитические соотношения позволяют создать алгоритм вычислений с последующим, научно обоснованным, прогнозированием изоляционных свойств конструкции. Использование ЭВМ позволит решать ряд задач оптимизации по, тем или иным, критериям, в зависимости от природы и характера возбуждающих факторов. Кроме того, предоставляется возможность учета перекрестных связей по координатным функциям.

В дальнейшем целесообразно оценить степень перекрестного влияния координатных функций друг на друга и, естественно, изменение характера динамических свойств выбранной оболочки [8, 9].

Литература

1. Галеркин Б.Г. К теории упругой цилиндрической оболочки // ДАН СССР. – 1934. – Т. 4, №5-6. – С. 73-81.
2. Власов В.З. Контактные задачи по теории оболочек и тонкостенных стержней // Изв. АН СССР, ОТН. – 1949. – № 6. – С. 41-45.
3. Новожилов В.В. Расчет оболочек тел вращения // Изв. АН СССР, ОТН. – 1946. – № 7. – С. 51-62.
4. Штаерман И.Я. К теории симметричной деформации анизотропных упругих оболочек // Изв. Киевск. политехн. и с/х ин-та. – 1924. – Вып. 1-2. – С. 37-43.
5. Карачун В.В., Каюк Я.Ф., Мельник В.Н. Волновые задачи поплавкового гироскопа. – К.: Корнейчук, 2007. – 228 с.
6. Карачун В.В., Мельник В.М. Визначення граничних умов для обчислення координатних функцій деформації поплавця гіроскопа // Вісник ЖДТУ. – 2006. – № 4 (39) / Технічні науки. – С. 115-119.
7. Мельник В.М., Карачун В.В. Невісесиметричний випадок пружної деформації поплавця гіроскопа // Вісник ЖДТУ. – 2006. – № 2 (37) / Технічні науки. – С. 86-91.
8. Карачун В.В., Лозовик В.Г., Мельник В.Н. Дифракция звуковых волн на подвесе гироскопа. – К.: Корнейчук, 2000. – 176 с.
9. Карачун В.В., Лозовик В.Г. Напряженно-деформированное состояние поверхности круговой цилиндрической оболочки под действием акустической волны // Проб. прочности, 1997. – № 3. – С. 139-144.

Поступила в редакцию 23.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Н.И. Бурау, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.

УДК 629.7.054

Е.А. КЛАДУН

Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина

УПРУГОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ СЛОИСТОЙ ПЛАСТИНЫ С АКУСТИЧЕСКИМ ИЗЛУЧЕНИЕМ

Строится расчетная модель упругого взаимодействия слоистой пластины с акустическим излучением. Устанавливаются закономерности изгибного движения при учете рассеяния энергии только в заполнителе.

акустическое излучение, расчетная модель, звуковая волна, антисимметричная составляющая, срединная плоскость, изгибные колебания

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. В натурных условиях поток акустической мощности, как известно, составляет $0,3 \dots 1,0$ мВт м^{-2} [1]. Таким образом, инжектируемая в окружающую среду энергия двигателей летательных аппаратов той своей частью, которая реализуется в виде проникающего акустического излучения, будет оказывать влияние на элементы механических конструкций. Следствием этого влияния является вибрация поверхности в достаточно широком спектре частот при случайном, в общем случае, распределении амплитуды.

При полете самолета в течении 1 часа, энергия акустических колебаний равна $3,6 \dots 14,4$ и $2,9 \dots 5,8$ мДж соответственно для стратегической бомбардировочной авиации и тактической палубной авиации.

Таким образом, звуковые волны генерируют в элементах конструкции многомерные нелинейные колебания, которые в своей совокупности приводят к существенному изменению динамических характеристик. При этом создаются предпосылки возникновения локальных особенностей резонансного типа – волновое совпадение (пространственный резонанс) и частотно-пространственный резонанс. Учет этого явления представляется необходимым не

только на этапе конструкторских разработок, но и при проведении полетных испытаний.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Из всего многообразия предлагаемых задач, остановимся на одной – взаимодействии звуковых волн с плоско – параллельной пластиной, внутри которой имеется наполнитель (рис. 1).

Изгибные колебания свободно опираемой квадратной пластины при симметричном нагружении изучались, например, в работе [2], в случае жесткого закрепления – в [3]. Дифракция звуковых волн тонкими пластинами анализировалась в работах [4, 5].

Как правило, изучалась динамика бесконечных по протяженности пластин. Все изучение строилось, в основном, на анализе собственного движения.

Вместе с тем, природа возмущенного движения механических конструкций в акустических полях представляет собой еще недостаточно изученную сферу. Устранению этого пробела посвящена данная работа. В качестве объекта исследований выбрана наиболее сложная, плоско – параллельная, модификация плоских элементов.

Постановка задачи данного исследования. Слоистые среды – частный случай неоднородных сред, свойства которых существенно изменяются вдоль одной координаты – перпендикулярно плоскостям слоев. Структура многослойных конструк-

ций определяется количеством, размерами, физико-механическими свойствами слоев, а также общей толщиной, которая либо фиксирована, либо устанавливается методами оптимизации по заданному критерию качества.

Задачи оптимального проектирования конструкций из конечного набора материалов обладают особенностями, не позволяющими эффективно использовать для их решения, например, методы математического программирования и некоторые другие. Если анализировать плоские панели с числом слоев не более s , которые можно составить из m материалов, то число вариантов будет равно s^m . С помощью ЭВМ за определенное время можно рассмотреть достаточное число вариантов оптимального сочетания слоев и решить задачу в общем виде [5]. Однако мы конкретизируем нашу цель и выберем самый простой из всех возможных – вариант плоской трехслойной конструкции.

Как и в предыдущих случаях, рассмотрим прохождение звука через бесконечную пластину, что даст возможность при определенных условиях решить плоскую задачу и использовать одномерные уравнения для построения математической модели трехслойной конструкции с жестким наполнителем.

Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов

Механическая модель прохождения звуковой волны давления через трехслойную преграду изображена на рис. 1.

Пусть звуковое давление в падающей, отраженной и прошедшей волнах изменяется по законам:

$$P_1 = P_{10} \exp i[\omega t - k_0 y \sin \theta - k_0(z + h + \delta) \cos \theta];$$

$$P_2 = P_{20} \exp i[\omega t - k_0 y \sin \theta + k_0(z + h + \delta) \cos \theta];$$

$$P_3 = P_{30} \exp i[\omega t - k_0 y \sin \theta - k_0(z - h - \delta) \cos \theta].$$

Тогда, пренебрегая нелинейными членами, одномомерную математическую модель антисимметрич-

ных и симметричных колебаний можно представить в виде:

$$\begin{aligned} b_1 W_a^{III} + b_2 \ddot{W}_a^{II} + b_3 W_a^I + b_4 \varphi^{II} + b_5 \dot{\varphi} - b_3 \varphi = 0; \\ c_1 W_a^{IV} + c_2 \ddot{W}_a^{II} - b_3 W_a^{II} + c_3 \ddot{W}_c^{II} + b_1 \varphi^{III} + \\ + b_2 \ddot{\varphi}^I + b_3 \varphi^I = \end{aligned} \quad (1)$$

$$= -(P_{10} + P_{20} - P_{30}) \exp i(\omega t - k_0 y \sin \theta);$$

$$a_1 W_c^{IV} + a_2 \ddot{W}_c^I + a_4 W_c^I + a_4 U^{II} + c_3 \ddot{U} = 0; \quad (2)$$

$$\begin{aligned} c_1 W_c^{IV} + c_2 \ddot{W}_c^{II} + a_5 W_c^{II} + a_6 \ddot{W}_c + a_7 W_c - \\ - a_1 U^{III} - a_2 \ddot{U} - a_3 U^I = \\ = -(P_{10} + P_{20} + P_{30}) \exp i(\omega t - k_0 y \sin \theta), \end{aligned} \quad (3)$$

где $W_a = 2^{-1}(W_1 + W_2)$, $W_c = 2^{-1}(W_1 - W_2)$ – соответственно антисимметричная и симметричная составляющие прогиба трехслойной пластины;

W_1 , W_2 – прогибы срединных плоскостей левой и правой пластины;

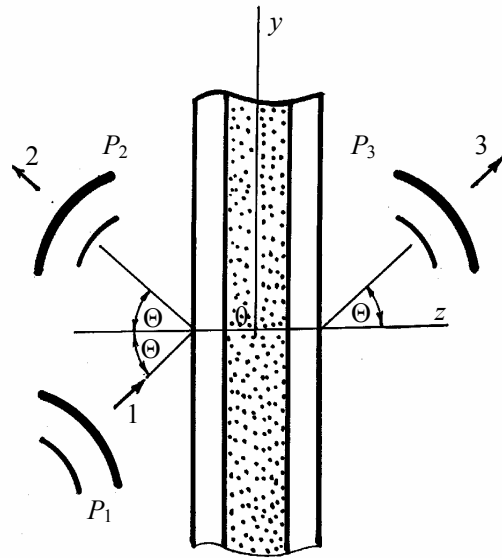


Рис. 1. Механическая модель прохождения звука через слоистую пластину

φ – угол поворота плоских сечений наполнителя;

U – тангенциальные составляющие перемещений срединной плоскости наполнителя; штрихами и

точками обозначены соответственно производные по координате и времени;

$$\begin{aligned}
 a_1 &= E_1 \delta^2; \\
 a_2 &= -\rho_1 \delta^2; \\
 a_3 &= -2\bar{E}\sigma(1-\sigma)^{-1}; \\
 a_4 &= 2(E_1 \delta + \bar{E}h); \\
 a_5 &= \frac{2}{3}\bar{G}h; \\
 a_6 &= -2(\rho_1 \delta + 3^{-1}\rho h); \\
 a_7 &= -2\bar{E}h^{-1}; \\
 b_1 &= -a_1 h; \\
 b_2 &= -a_2 h; \\
 b_3 &= -2\bar{G}h; \\
 b_4 &= -2h^2(E_1 \delta + 3^{-1}\bar{E}h); \\
 b_5 &= -a_6 h^2; \\
 c_1 &= -\frac{2}{3}E_1 \delta^3; \\
 c_2 &= \frac{2}{3}\rho_1 \delta^3; \\
 c_3 &= -2(\rho h + \rho_1 \delta); \\
 E_1 &= E'_1(1-\sigma_1^2)^{-1};
 \end{aligned}$$

где E'_1 , σ_1 , ρ_1 и $\bar{E}'$, σ , ρ – модули упругости, коэффициент Пуассона и плотность материала соответственно несущих слоев и заполнителя;

G – модуль сдвига заполнителя;

$$E = \bar{E}'(1-\sigma)[(1+\sigma)(1-2\sigma)]^{-1}.$$

С учетом соответствия колебательных скоростей обеих пластин нормальным составляющим колебательных скоростей воздуха, граничные условия можно записать в виде:

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial W_1}{\partial t} &= \left[-(i\omega\rho_0)^{-1} \frac{\partial(P_1 + P_2)}{\partial z} \right]_{z=-h-\delta}; \\
 \frac{\partial W_2}{\partial t} &= \left[-(i\omega\rho_0)^{-1} \frac{\partial P_3}{\partial z} \right]_{z=h+\delta},
 \end{aligned} \quad (4)$$

где ρ_0 – плотность воздуха.

Учитывая, например, только потери энергии в заполнителе и пренебрегая затуханием в пластинах, можно записать закон изгибных колебаний правой пластины, как представляющей больший практический интерес, в виде:

$$\begin{aligned}
 W &= W_a - W_c = \rho^{-1}\rho_1\mu_1 P_{10} \times \\
 &\times \exp i(\omega t - k_0 y \sin \theta - \varphi + \varphi_1) \times \\
 &\times [1 + \rho_1^{-1}\mu_1^{-1}\rho_2\mu_2 \exp i(\varphi_2 - \varphi_1)],
 \end{aligned} \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned}
 \rho &= \left\{ \left[z_{a2}^2 \Delta_1^{-2} + (1 + z_{a1} \Delta_1^{-1})^2 \right] \times \right\}^{\frac{1}{2}}; \\
 &\times \left[z_{c2}^2 \Delta_1^{-2} + (1 + z_{c1} \Delta_1^{-1})^2 \right] \left\{ \right\}^{\frac{1}{2}}; \\
 \rho_1 &= \left[z_{a2}^2 \Delta_1^{-2} + (1 + 2^{-1} z_{a1} \Delta_1^{-1})^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\
 \rho_2 &= \left[z_{c2}^2 \Delta_1^{-2} + (1 + 2^{-1} z_{c1} \Delta_1^{-1})^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\
 \varphi &= \arctg \left\{ \left[z_{a2} \Delta_1^{-1} (1 + z_{c1} \Delta_1^{-1}) + \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. + z_{c2} \Delta_1^{-1} (1 + z_{a1} \Delta_1^{-1}) \right] \times \right. \\
 &\quad \left. \times \left[(1 + z_{a1} \Delta_1^{-1}) (1 + z_{c1} \Delta_1^{-1}) - \Delta_1^{-2} z_{a2} z_{c2} \right] \right\}; \\
 \varphi_1 &= \arctg \left\{ \left[z_{a2} \Delta_1^{-1} (1 + 2^{-1} \Delta_1^{-1} z_{a1})^{-1} \right] \right\}; \\
 \varphi_2 &= \arctg \left\{ \left[z_{c2} \Delta_1^{-1} (1 + 2^{-1} \Delta_1^{-1} z_{c1})^{-1} \right] \right\}; \\
 z_{a1} &= -2^{-1} \omega k^2 (B_2 B_3 - B_1 B_4) (B_3^2 + B_4^2)^{-1}; \\
 z_{a2} &= 2^{-1} i \left[-c_3 \omega + k^2 \omega^{-1} (B_1 B_3 + B_2 B_4) \times \right. \\
 &\quad \left. \times (B_3^2 + B_4^2)^{-1} \right]; \\
 z_{c1} &= -2^{-1} \omega^{-1} \left[\eta_1 a_{71} + k^2 (A_2 A_3 - A_1 A_4) \times \right. \\
 &\quad \left. \times (A_3^2 + A_4^2)^{-1} \right]; \\
 z_{c2} &= 2^{-1} i \left[-a_{60} \omega + a_{71} \omega^{-1} + \right. \\
 &\quad \left. + k^2 \omega^{-1} (A_1 A_3 + A_2 A_4) (A_3^2 + A_4^2)^{-1} \right]; \\
 B_i &= B_i(k, c_i, b_{ij}, \omega, \eta_i);
 \end{aligned}$$

$$A_i = A_i(k, c_i, a_{ij}, \eta_i);$$

$$k = v_0 \sin \theta;$$

$$a_{ij} = a_{ij}(\rho, \delta, E, h, \sigma).$$

В силу того, что граница раздела двух сред с разными физико-механическими свойствами служит генератором отраженных и прошедших волн, можно с помощью слоистых (а в общем случае неоднородных) конструкций существенно влиять на волновую картину процесса, изменяя параметры слоев. При этом определяющими могут оказаться свойства дисперсии, диссипации и многолучевой интерференции составных элементов.

Задача оптимального проектирования слоистых систем, таким образом, будет сводиться к обеспечению наилучших значений этих параметров. Можно решать также задачи создания неотражающих переходных слоев между средами, оптимизацию геометрических и массовых характеристик конструкции в целом.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Таким образом, установлена закономерность изгибного движения плоско – параллельной, бесконечной по протяженности, пластины под действием падающей звуковой волны.

Представляется возможность аналитического прогнозирования изменения динамических характеристик в натуральных условиях с одновременным поиском оптимальных физико-механических характеристик.

В дальнейшем, представляет практический интерес усложнение расчетной модели с одновременным расширением круга возмущающих факторов, имеющих место при эксплуатации – кинематические, силовые (вибрация), тепловой факел и др.

Перспективным также представляется переход от бесконечных – к пластинам ограниченных размеров.

Как итог, необходим анализ путей и средств по уменьшению влияния звуковых полей на механические системы.

Литература

1. Пономарев Е.А., Ерущенков А.И. Инфразвуковые волны в атмосфере Земли (обзор) // Известия вузов. Радиофизика. – 1977. – Т. 20, № 12. – С. 1773-1789.
2. Вайнберг В.Н. Справочник по прочности, устойчивости и колебаниям пластин. – К.: Будівельник, 1973. – 488 с.
3. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле. – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.
4. Шендеров Е.Л. Волновые задачи гидроакустики. – Л.: Судостроение, 1972. – 348 с.
5. Карачун В.В., Лозовик В.Г., Мельник В.Н. Дифракция звуковых волн на подвесе гироскопа. – К.: Корнейчук, 2000. – 176 с.

Поступила в редакцию 17.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.А. Безвесильная, Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев.

УДК 621.825

С.Н. СОЛОВЬЕВ, А.Н. ГУРСКИЙ

*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина***УЛУЧШЕНИЕ РАБОЧИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ МУФТ**

Рассмотрена возможность улучшения рабочих характеристик электромагнитных муфт, путем введения магнитной жидкости в конструктивный зазор между неподвижным корпусом с обмоткой возбуждения и рабочими частями. Приведены диаграммы распределения магнитных полей в электромагнитных муфтах.

магнитная жидкость, магнитореологическая жидкость, электромагнитная индукционная муфта, магнитореологическая муфта, магнитопорошковая муфта, метод конечных элементов, электромагнитная индукция

1. Формулировка проблемы

В приводах различных машин и механизмов широко применяют электромагнитные муфты (индукционные, фрикционные, а также муфты передающие момент вращения через рабочую среду).

При проектировании муфты желательно избежать недостатков, связанных с подвижными контактными кольцами, поэтому разработаны электромагнитные муфты с неподвижной обмоткой возбуждения [1, 2]. Между неподвижной частью с обмоткой возбуждения и рабочими вращающимися частями имеется конструктивный воздушный зазор, который приводит к возрастанию магнитодвижущей силы (МДС) катушки управления и увеличению ее размеров [3].

Вследствие малой теплопроводности воздуха ухудшаются условия теплообмена [4].

2. Решение проблемы

Указанные недостатки можно устранить путем введения в конструктивный зазор магнитной жидкости [5], рис. 1.

Муфта содержит неподвижный корпус 4 с обмоткой возбуждения 6, внутри которого смонтированы подшипники качения, ведущая и ведомая части.

Ведущая часть состоит из вала 1, на котором смонтированы ведущие обойма 2 и втулка 3, содер-

жащая немагнитную проставку 5.

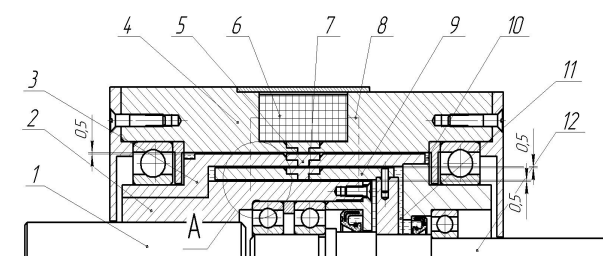


Рис. 1. Электромагнитная бесконтактная муфта

Ведомая часть состоит из ведомого вала 12, содержащего ведомую втулку 9 с немагнитной проставкой 7.

Электромагнитная муфта работает следующим образом. При отсутствии питания в обмотке возбуждения ведущая часть вращается свободно, не передавая при этом вращающий момент.

При подаче питания в обмотку магнитный поток проходит через корпус, рабочие поверхности и зазоры с магнитореологической жидкостью 11, образуя замкнутую цепь (обозначенную штриховой линией 8).

В результате воздействия электромагнитного поля на ферромагнитную суспензию из ферромагнитных частиц образуются связки, ориентированные вдоль магнитных силовых линий, соединяющие ведущую и ведомую часть. В конструктивном зазоре под действием магнитного поля магнитная жидкость 10 втягивается в зону наибольшего магнитного поля.

Магнитная жидкость имеет относительную магнитную проницаемость $\mu = 3...4$ и коэффициент теплопроводности равный коэффициенту теплопроводности жидкости носителя (вакуумное масло) $\lambda_0 = 0,1 \text{ Вт/м} \times ^\circ\text{C}$, который в $4...4,5$ раз выше чем у воздуха [6].

Распределение магнитного поля данной муфты было исследовано в программном комплексе, использующем в расчетах метод конечных элементов. На сравниваемых диаграммах показан выделенный участок магнитной цепи А, рис. 1.

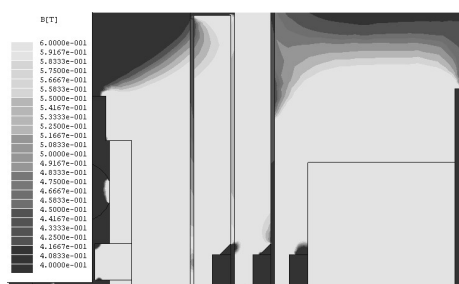


Рис. 2. Распределение электромагнитных полей в магнитной системе муфты до внедрения в конструктивный зазор магнитной жидкости

При детальном изучении распределения магнитного поля в муфте до внедрения магнитной жидкости (рис. 2) индукция в рабочем зазоре в зависимости от расстояния до обмотки возбуждения составляла $B = 0,45...0,53 \text{ Тл}$.

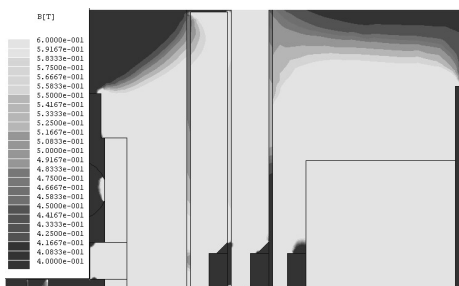


Рис. 3. Распределение электромагнитных полей в магнитной системе муфты после внедрения в конструктивный зазор магнитной жидкости

После заполнения конструктивного зазора муфты магнитной жидкостью (рис. 3) индукция в рабочем зазоре составляла соответственно $B = 0,49...0,61 \text{ Тл}$.

Данное техническое решение может найти применение и в других видах электромагнитных муфт (индукционных, магнитопорошковых), в которых имеются конструктивные воздушные зазоры.

Индукционные экранированные муфты широко применяются в герметичной технике, насосном и компрессорном оборудовании (рис. 4). В данном типе муфт основные потери магнитодвижущей силы (МДС) возникают в конструктивном и рабочих воздушных зазорах. [7]

Потери МДС в конструктивном зазоре:

$$F_{\delta_k} = \frac{\delta \cdot B_{k\delta}}{\mu \cdot \mu_0}, \quad (1)$$

где δ – величина конструктивного зазора;

$B_{k\delta}$ – величина индукции в конструктивном зазоре;

μ – относительная магнитная проницаемость (для воздуха $\mu = 1,01$; для магнитной жидкости $\mu = 3...4$);

$\mu_0 = 1,26 \times 10^{-6} \text{ Г/м}$ – магнитная проницаемость вакуума.

При использовании магнитной жидкости потери МДС будут ниже в μ раз.

Потери МДС в конструктивном зазоре приводят к снижению индукции в рабочем зазоре.

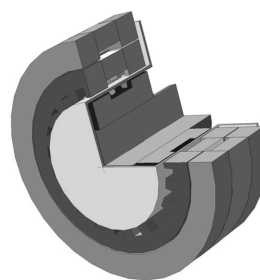


Рис. 4. Трехмерная твердотельная модель индукционной экранированной муфты, которая принималась при расчете магнитных полей

Величина индукции магнитного поля в рабочем зазоре до внедрения магнитной жидкости (рис. 5) составляла порядка $B = 0,33...0,38 \text{ Тл}$.

После заполнения конструктивного зазора муфты магнитной жидкостью (рис. 6) индукция в рабочем зазоре соответственно $B = 0,37...0,42 \text{ Тл}$. При

увеличении индукции в рабочем зазоре увеличивается максимальный передаваемый муфтой момент и соответственно мощность.

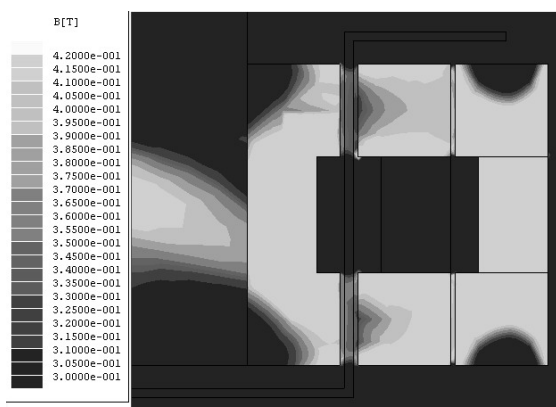


Рис. 5. Распределение электромагнитных полей в магнитной системе индукционной муфты до введения в конструктивный зазор магнитной жидкости

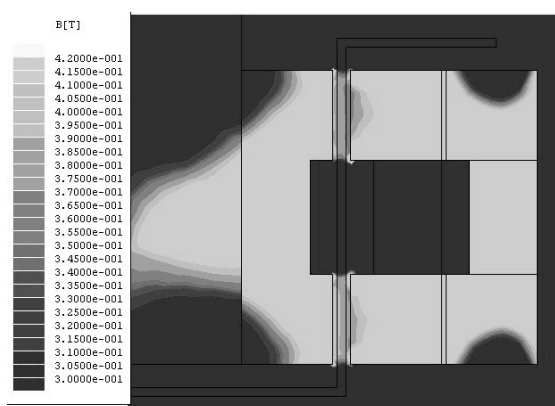


Рис. 6. Распределение электромагнитных полей в магнитной системе индукционной муфты после введения в конструктивный зазор магнитной жидкости

Максимальный момент, передаваемый муфтой, зависит от величины индукции в рабочем зазоре во второй степени.

$$M_{эм} = 0.5\pi \cdot D^2 \cdot l \cdot B_{з\delta}^2 \cdot m \cdot K / \mu_0, \quad (2)$$

где D – диаметр внутренней полумуфты, м;

l – длина зубцов полюсных систем, м;

$B_{з\delta}$ – величина индукции в рабочем зазоре, Тл;

m – количество рабочих зазоров;

K – коэффициент, зависящий от геометрии зубцов;

μ_0 – магнитная проницаемость экрана.

Заключение

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что введение магнитной жидкости в конструктивный зазор уменьшает потери в магнитной цепи, повышает индукцию в рабочих зазорах на 9...12%, что соответственно приводит к увеличению максимального передаваемого момента и мощности при одинаковых размерах магнитной системы и обмотки возбуждения, при этом увеличивается теплоотвод от рабочих частей в окружающую среду.

Литература

1. А.С. 1439710 СССР. Асинхронно-синхронная муфта / А.П. Щетинин, И.П. Еремкин // Б.И. – 1988. – № 43.
2. А.С. 1460463 СССР. Электромагнитная порошковая муфта / С.В. Никитин, С.В. Баранов // Б.И. – 1989. – № 7.
3. Магнитные жидкости в машиностроении / Д.В. Орлов, Ю.О. Михалев, Н.К. Мышкин и др. – М.: Машиностроение, 1993. – 272 с.
4. Хабенский М.Я. Электромагнитные порошковые муфты. – М.: Машиностроение, 1968. – 340 с.
5. А.С. 16582 Электромагнитная безконтактная муфта / С.М. Соловйов, О.М. Виноградов, А.М. Гурский. – Бюл. 2006. – № 8.
6. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Л.А. Кондаков, А.И. Голубев, В.В. Гордеев и др.; Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – 2-е изд., перераб и доп. – М.: Машиностроение, 1994. – 448 с.
7. Ганзбург Л. Б., Федотов А. И. Проектирование электромагнитных и магнитных механизмов: Справочник. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отделение, 1980. – 364 с.

Поступила в редакцию 27.04.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.С. Каилов, Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев.

УДК 539.4 : 621.81

В.В. КУЛИБАБА, П.Г. ЗИНОВЬЕВ, Е.С. ЗУЕВ, Д.В. МАСЛОВ*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
Калужский филиал, Калуга, Россия***СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ
МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЯ ДЕМПФИРУЮЩЕЙ СПОСОБНОСТИ
ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБОУСТАНОВОК**

При рассмотрении демпфирования колебаний, обусловленного необратимыми процессами, происходящими в циклически деформируемом материале, представляет практический интерес рассеяние энергии при значительных напряжениях, которые могут возникать в элементах колебательной системы вблизи резонанса (при напряжениях, близких к пределу усталости). В области высоких циклических напряжений рассеяние энергии существенно зависит от амплитуды циклических напряжений (деформаций). Справочные данные о демпфирующей способности материала представлены в виде графиков изменения декрементов колебаний от амплитуды нормальных или касательных напряжений. Для решения поставленных задач используются математические трехмерные конечноэлементные аппроксимации высокого уровня с учетом специфики деформирования и разрушения конструкций. (Исследования проведены при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Правительства Калужской области (проект № 07-01-96406)).

математическое моделирование, демпфирование, деформирование, разрушение, надежность, пластичность, численные методы

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. Важным методом обеспечения вибрационной надежности рабочих колес турбоагрегатов является повышение демпфирования. Величина рассеиваемой при колебаниях венца энергии зависит от материала лопаток и связей, конструкционного демпфирования и аэродемпфирования.

Определяющий вклад в изучение конструкционного демпфирования рабочих колес паровых турбин сделан в работе [1], где обобщены результаты многочисленных теоретических и экспериментальных исследований колес и сделаны выводы о большой роли конструкционного демпфирования в общем рассеивании энергии. Показано, что конструкционное демпфирование определяется в основном рассеиванием энергии в зоне контакта лопаток с упруго-фрикционными связями.

Рассмотрены конструкции связей, обеспечивающие повышение демпфирования и снижение уровня

динамических напряжений в рабочем колесе. Величина аэродемпфирования, как свидетельствует выполненный анализ, не является определяющей в ступенях ЧНД паровых турбин.

Обзор публикаций и выделение нерешённых задач. Демпфирующие характеристики применяемых в турбостроении материалов и общие методы определения демпфирования описаны в работе [2].

В работе [3] показана возможность увеличения демпфирования пакетов лопаток за счет увеличения относительных динамических напряжений в проволоках и бандажах.

Рассеяние энергии при колебаниях упругодиссипативной системы удобно оценивать с помощью коэффициента поглощения, равного отношению потерянной за цикл энергии к наибольшему значению потенциальной энергии упругого элемента [4].

Постановка задачи данного исследования. В качестве элементов конструкционного демпфирования пакетов турбинных лопаток часто используют

бандажи, бандажные полки и бандажные проволоки. С помощью этих средств и различных их комбинаций коэффициент поглощения повышается до 0,2 – 0,3, тогда как чисто внутреннее трение характеризуется значениями 0,02 – 0,03.

Изложение основного материала с обоснованием полученных научных результатов

Многочисленные разрушения рабочих лопаток вследствие коррозионной усталости делают целесообразным использование новых материалов, например, титановые сплавы, обладающие нечувствительностью к язвенной коррозии и коррозии под напряжением. Кроме того, они обладают почти вдвое меньшей плотностью, что обуславливает более низкий уровень средних напряжений от действия центробежных сил.

В статье рассмотрены вопросы экспериментального исследования демпфирования лопаточных венцов и приведена конечноэлементная модель лопаточного венца с проволочным бандажом. Экспериментальные исследования были проведены на пакете лопаток. В элементе диска были просверлены радиальные отверстия, в которые вставляются нажимные стержни, оси которых проходят через центры тяжести каждой из лопаток. Стержни сжимались болтами. Так имитировалось радиальное усилие, действующее на хвостовик за счет действия центробежных сил. Для контроля величины усилия на каждый нажимной стержень наклеивался тензорезистор. Для регистрации затухающего процесса колебаний пакета лопаток на спинке крайней в пакете лопатки был наклеен тензорезистор. Масштаб напряжений определялся с помощью тарировочной балки равного сопротивления.

При испытаниях для всех лопаток устанавливалась одинаковая величина радиального усилия. В торец бандажа прикладывался кратковременный импульс, который приводил пакет в состояние тангенциальных колебаний, затухающий процесс кото-

рых регистрировался на фотобумагу осциллографом.

Опыты были проведены при радиальных нагрузках на хвостовики лопаток величиной от 0 до 20 кН. Исследования влияния проволочной связи на декремент колебаний лопаток были выполнены на втором пакете лопаток.

В первом опыте проволока находилась в отверстиях лопаток, и никаких других связей на нее не налагалось. Обращает на себя внимание более высокое значение декремента колебаний для всех радиальных усилий по сравнению с соответствующими величинами для пакета, в котором проволока была приварена к лопаткам. Это объясняется появлением сил трения в соединениях проволока лопатка во время деформаций пакета при колебаниях.

Изменился и характер зависимостей декремента колебаний от напряжений. Если в случае сварного соединения проволоки и лопаток декремент колебаний увеличивался с ростом напряжений, то во втором случае появился четко выраженный максимум декремента при 7 – 8 МПа и минимум при напряжениях порядка 25 – 35 МПа. Максимум декремента соответствует наибольшей работе сил трения при малых относительных перемещениях. При больших напряжениях наблюдалось уменьшение эффекта гашения колебаний, поскольку усилия прижатия проволоки к лопаткам были малы.

Естественно, что в условиях вращения картина существенно изменится, поскольку проволока будет надежно прижиматься к лопаткам центробежными силами и следует ожидать монотонного роста величины декремента колебаний с увеличением напряжений.

Как и в предыдущих случаях с увеличением радиального усилия декремент колебаний уменьшался до определенного значения усилия, после чего он оставался постоянным.

Установка проволоки без приварки ее к лопаткам привела к уменьшению жесткости пакета ло-

патов. Это отразилось на частоте тангенциальных колебаний 1-го тона, которая уменьшилась примерно на 15%.

Во втором опыте выступающий конец проволоки был жестко соединен со станиной, на которой был укреплен элемент диска с исследуемыми лопатками. В этом случае проволока лишилась возможности совершать тангенциальные перемещения вместе с лопатками при колебаниях. Относительные перемещения лопаток и проволоки возросли, и это существенно изменило зависимость декремента колебаний от напряжений.

Следует отметить не только интенсивное увеличение декремента колебаний с ростом напряжений, но и существенно более высокие показатели рассеивания энергии колебаний по сравнению с вариантом, когда проволока была приварена.

В третьем опыте проволока была удалена из отверстия в лопатках. Испытание пакета лопаток без проволоки показало, что декремент колебаний остался на достаточно высоком уровне.

Таким образом, применение жесткой проволочной связи (сварная проволочная связь) привело к заметному снижению демпфирующей способности лопаточного аппарата. Объяснение этому явлению следует искать в большей активности сил трения в хвостовом елочном соединении лопатки с диском, когда была удалена проволока.

При отсутствующей проволочной связи изгибающий момент в замковом соединении будет действовать существенно больше, чем в пакете с приваренной проволокой. Большой момент вызывает большие перемещения, что и активизирует силы трения. Применение сварки для крепления проволоки и для соединения полков в единый бан-

даж увеличивает жесткость конструкции, но не улучшает демпфирующую способность лопаточных аппаратов.

Применение проволочной связи существенно изменило частоту собственных тангенциальных колебаний пакета. Если без проволоки пакет имел частоту 470 Гц, то с приваренной проволокой – 533 Гц при $C = 15 - 20$ кН.

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Проведены экспериментальные исследования колебаний пакета лопаток. На основе конечноэлементных аппроксимаций высокого уровня с учетом специфики разрушения и деформирования проведены расчеты конструктивных элементов машиностроительных и приборостроительных конструкций.

Литература

1. Левин А.В., Боришанский К.Н., Консон К. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин. – Л.: Машиностроение, 1982. – 710 с.
2. Писаренко Г.С., Матвеев В.В., Яковлев А.П. Методы определения характеристик демпфирования колебаний упругих систем. – К.: Наук. думка, 1976. – 86 с.
3. Зайдельман Р.Л. Надежность лопаточного аппарата паровых турбин. – М.: Энергия, 1978. – 224 с.
4. Вибрации в технике: Справочник / Под ред. К.В. Фролова. – Т.6. Защита от вибрации и ударов. – М: Машиностроение, 1981. – 456 с.

Поступила в редакцию 10.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.В. Лысенко, ОАО «Калужский турбинный завод», Калуга.

УДК 629.7.036 : 539.4

Р.П. ПРИДОРОЖНЫЙ¹, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ¹, А.П. ЗИНЬКОВСКИЙ²,
В.М. МЕРКУЛОВ¹, Н.Н. ФЕДОРЧЕНКО¹

¹Государственное предприятие Запорожское машиностроительное конструкторское
бюро «Прогресс» им. академика А.Г. Ивченко, Украина

²Институт проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины

ОЦЕНКА НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ЗАМКОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН С УЧЕТОМ ВОЗМОЖНЫХ ОТКЛОНЕНИЙ ИХ РАЗМЕРОВ

В работе с помощью расчетных моделей различного уровня проведено исследование напряженного состояния елочного хвостовика рабочей лопатки турбины. Оценена эффективность применения рассматриваемых моделей для определения распределения напряжений в хвостовике. Показана возможность выбора оптимальных отклонений размеров при проектировании елочного замкового соединения рабочих лопаток.

рабочая лопатка, замковое соединение, напряженное состояние, конечноэлементная модель, концентрация напряжений, распределение усилий

Введение

Расчет напряженно-деформированного состояния (НДС) рабочих лопаток турбин связан со значительными трудностями, обусловленными сложностью их формы и условиями нагружения. Особенно это относится к их хвостовикам. Однако в последнее время, благодаря применению современных ЭВМ и численных методов расчета возможности достоверного определения НДС лопаток и их соединений существенно расширились. Применение МКЭ позволяет осуществить более полное описание их геометрии, реальных механических свойств материала, характера их нагружения в условиях эксплуатации.

Цель настоящей работы состоит в разработке методики расчета и оценки напряженного состояния елочного замкового соединения с учетом возможных технологических отклонений размеров на основе использования расчетных моделей различного уровня при проектировании рабочих лопаток турбин.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время процесс проектирования рабочих лопаток турбин обычно проводится в два эта-

па. На первом предварительном этапе, используя упрощенные расчетные модели, из большого числа возможных вариантов конструкции лопатки выбирается несколько наиболее предпочтительных. Далее на втором этапе проводятся расчеты на основе применения конечноэлементных моделей различного уровня, по результатам которых в качестве окончательного решения принимается один из рассмотренных конструктивных вариантов.

Известно, что для оценки ресурса и надежности рабочих лопаток турбин важнейшее значение имеет рассмотрение вопросов напряженного состояния и концентрации напряжений в их замковых соединениях [1]. Особенно актуальной эта задача является в соответствии с требованиями повышения ресурса современных газотурбинных двигателей. Для более достоверного определения НДС лопаток в зонах концентрации напряжений, в частности замкового соединения, с целью предотвращения их разрушения возникает необходимость анализа эффективности применения существующих расчетных моделей рабочих лопаток.

При проектировании замковых соединений и анализе их НДС необходимо учитывать не только

множество конструктивных и эксплуатационных факторов, но и технологию их изготовления, обуславливающую неблагоприятные смещения полей допусков, что и является предметом данной работы.

2. Методы решения

В соответствии с постановкой задачи для ее решения в работе предлагается следующая методика расчета замкового соединения.

На первом предварительном этапе используется одномерная модель елочного хвостовика рабочей лопатки турбины. Его расчетные сечения показаны на рис. 1. Предполагается, что максимальные напряжения σ_m имеют место в сечении I-I.

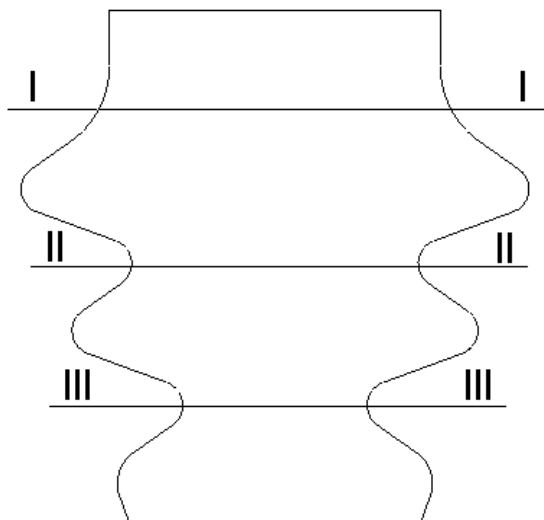


Рис. 1. Расчетные сечения елочного хвостовика рабочей лопатки турбины

С использованием представленной модели проводится приближенный расчет елочного хвостовика по номинальным напряжениям σ_n с последующим определением запасов прочности, которые сравниваются с регламентированными их значениями. Для оценки максимальных напряжений σ_m с учетом их концентраторов используются расчетные зависимости, рекомендуемые нормативными документами [2].

На втором этапе расчета используется смешанная модель. В этом случае распределение усилий по

зубьям хвостовика лопатки определяется по стержневой модели. При этом еще на этапе проектирования в большинстве случаев предполагается, что усилия вдоль контактных поверхностей каждого зуба елочного хвостовика с диском распределяются практически равномерно. Характеристики же НДС в хвостовике лопатки определяются с использованием его конечноэлементной расчетной модели в двумерной постановке [3].

На третьем этапе определяется НДС замкового соединения в целом. В этом случае применяется двумерная конечноэлементная модель, основанная на решении контактной задачи [4].

Здесь следует отметить, что в настоящее время, учитывая повышение мощностей ЭВМ, появилась возможность решения контактной задачи для замкового соединения в трехмерной постановке. Применение трехмерных моделей позволяет с высокой степенью точности осуществить моделирование сложной геометрии замкового соединения в зоне концентраторов напряжений, учесть геометрическую и физическую нелинейность задачи, процессы пластичности и ползучести материала и трение контактирующих поверхностей [5].

3. Решение проблемы

Объектом изучения в данной работе является елочное трезубое замковое соединение турбины низкого давления (рис. 1). Температурное состояние и нагрузки были выбраны, как соответствующие взлетному режиму работы двигателя.

Расчет напряженного состояния рассматриваемого замкового соединения осуществлялся в соответствии с изложенной методикой. Результаты выполненных расчетов с помощью различных расчетных моделей для рассматриваемых сечений исследуемого хвостовика рабочей лопатки турбины приведены в табл. 1. Их анализ показывает следующее:

- одномерная расчетная модель позволяет получить только значения номинальных напряжений

растяжения в расчетных сечениях хвостовика лопатки, не отражая при этом реального распределения усилий по зубьям. Такая приближенная оценка максимальных напряжений может привести к ошибочным результатам;

Таблица 1

Значения напряжений (МПа) в расчетных сечениях хвостовика рабочей лопатки турбины

Сечение	Одномерная модель		Смешанная двумерная модель	Контактная двумерная модель	Контактная трехмерная модель
	σ_n	σ_m	σ_m		
I-I	210	361	518	391	455
II-II	200	1224	713	553	620
III-III	158	1057	721	562	625

– определение распределения усилий по зубьям хвостовика возможно только на основании применения двумерных расчетных моделей. Однако, как видно, если смешанная двумерная модель завышает уровень максимальных напряжений на 14 – 16%, то контактная двумерная модель занижает их на 10 – 14% по сравнению с таковыми, получаемыми при использовании трехмерной контактной модели.

Таким образом, из представленных результатов можно сделать вывод, что применение на стадии проектирования только одномерных и двумерных расчетных моделей может привести к неправильной оценке прочности замкового соединения, вследствие чего возможно неоправданное увеличение массы конструкции либо уменьшение ее надежности и долговечности.

Технология изготовления замковых соединений, как отмечалось, не обеспечивает точного соблюдения задаваемых размеров, что необходимо учитывать при оценке их НДС.

В статически неопределимых системах относи-

тельно небольшие отклонения могут привести к резкому повышению локальных напряжений. В замковых соединениях рабочих лопаток, которые относятся к рассматриваемым системам, такой рост напряжений происходит на границах площадок контакта в пазах хвостовика. Как следует из представленных в табл. 1 данных и сформулированных на их основе выводов, достоверно оценить влияния неточностей изготовления и определить поля допусков при изготовлении елочного замка можно только с помощью трехмерной модели.

Рассмотрим влияние неточностей изготовления замкового соединения на изменение ее напряженно-го состояния. В качестве примера была проведена оценка влияния отклонения Δ шага S третьего зуба от заданных размеров. Такой выбор объясняется обнаруживаемым при стендовых испытаниях, как видно из рис. 2, появлением трещин в сечении III-III хвостовика рабочей лопатки турбины.



Рис. 2. Трещина в сечении III-III хвостовика рабочей лопатки турбины

Вычислительные эксперименты были проведены для следующих вариантов:

1. Хвостовик рабочей лопатки, выполнен по чертежу ($\Delta = 0$ мм).
2. Шаг третьего зуба хвостовика увеличен на $\Delta = 0,005$ мм.
3. Шаг третьего зуба хвостовика увеличен на $\Delta = 0,01$ мм.

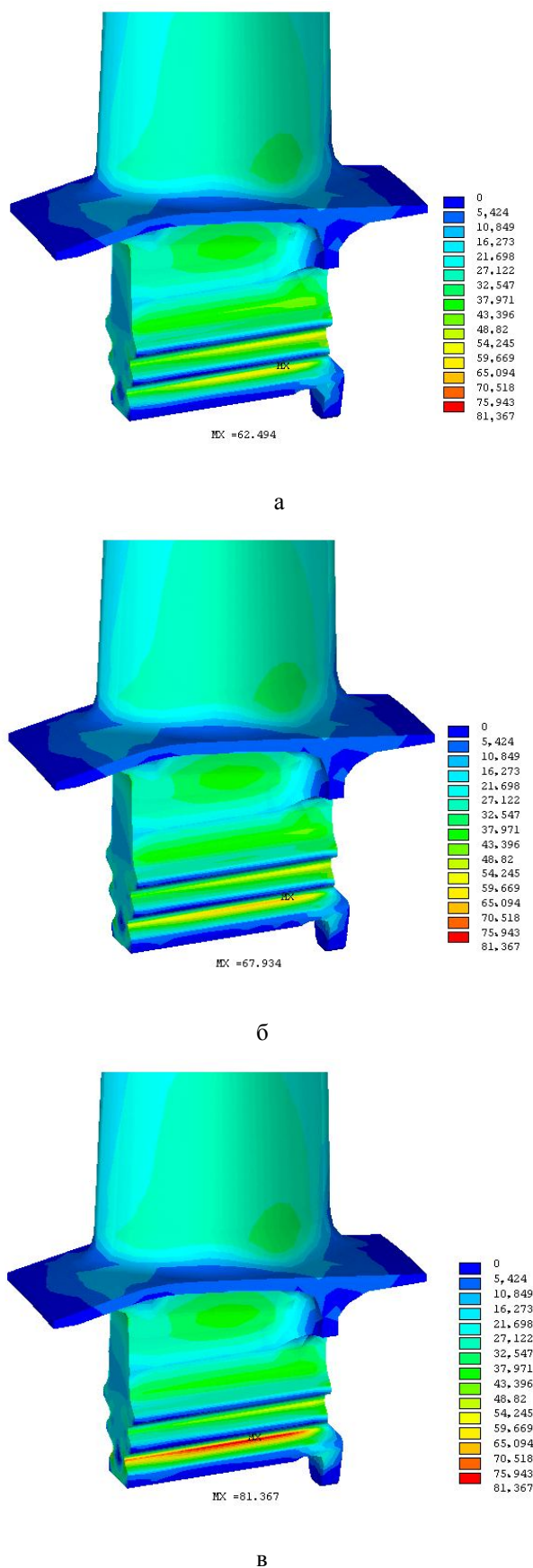


Рис. 3. Распределение эквивалентных напряжений в хвостовике рабочей лопатки, выполненного по вариантам 1 (а), 2 (б) и 3 (в)

Распределения эквивалентных напряжений, полученных на основании результатов проведенных расчетов, представлены на рис. 3.

Их анализ показывает, что имеет место неравномерность распределения усилий по зубьям, а также вдоль длины L контактных поверхностей каждого зуба в рассмотренных вариантах елочного хвостовика. При этом неравномерность вдоль длины L контактных поверхностей возрастает от сечения I-I к сечению III-III, что наглядно видно из представленных на рис. 4 зависимостей эквивалентных напряжений.

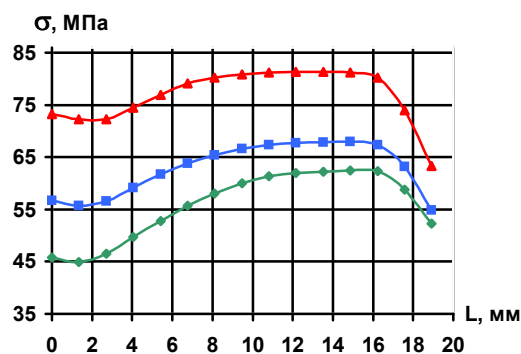


Рис. 4. Зависимости распределения эквивалентных напряжений вдоль длины контактных поверхностей в сечении III-III (б) хвостовика, выполненного по варианту 1 (♦), 2 (■) и 3 (▲)

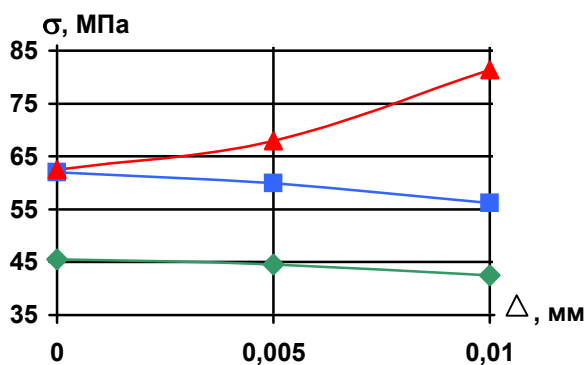


Рис. 5. Диаграмма изменения максимальных эквивалентных напряжений в сечениях I-I (♦), II-II (■), III-III (▲) в зависимости от величины отклонения Δ шага третьего зуба

Как следует из полученных зависимостей, характер распределения усилий вдоль длины контактных поверхностей каждого зуба не изменяется с увели-

чением отклонения Δ шага третьего зуба. Однако при этом, как видно из представленных на рис. 5 данных, наблюдается существенное перераспределение усилий по зубьям хвостовика. В сечении III-III хвостовика рабочей лопатки имеет место повышение уровня напряжений, а в сечениях I-I и II-II их уменьшение при повышении величины отклонения Δ .

Полученные результаты позволяют прогнозировать изменение уровня максимальных напряжений в хвостовике лопатки в зависимости от отклонений в его размерах (табл. 2), что является необходимым условием для назначения допусков на его изготовление и предотвращения опасных последствий в процессе эксплуатации двигателя.

Таблица 2

Изменение уровня напряжений от величины отклонения Δ шага третьего зуба хвостовика

Δ , мм	σ_m , МПа	Возрастание σ_m , %
0	624,94	—
0,005	679,34	8,7
0,01	813,67	30,2

Выводы

1. Для достоверной оценки напряженного состояния елочных замковых соединений, как обязательной составляющей прочностного расчета при создании рабочих лопаток турбины, обладающих высокой надежностью и требуемым ресурсом, необходимо применение конечноэлементных трехмерных расчетных моделей, учитывающих их контактное взаимодействие с диском рабочего колеса.

2. На основании результатов вычислительных экспериментов показана возможность выбора оптимальных отклонений размеров елочного замкового соединения при проектировании рабочих лопаток турбин.

Литература

1. Писаренко Г.С., Лебедев А.А. Сопротивление материалов деформированию и разрушению при сложном напряженном состоянии. – К.: Наук. думка, 1969. – 212 с.
2. Расчет концентрации напряжений в замковых соединениях лопаток с дисками // Положение № 80 по проектированию и доводке высокотемпературных охлаждаемых лопаток; Тр. ЦИАМ. – 1987. – 202 с.
3. Мавлютов Р.Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций. – М.: Наука, 1981. – 141 с.
4. Иосилевич Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.
5. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В., Якушев Ю.В. Моделирование контактного взаимодействия и расчет напряжений в зоне контакта бандажных полок и замкового соединения лопатки турбины // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журн. – 2004. – № 4. – С. 72-76.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.7.03 : 536.24

Л.В. БЕЗВЕРХНЯЯ, Н.Н. ФЕДАРЕНКО, Н.А. СОБОЛЕВА, В.И. ПИСЬМЕННЫЙ*Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», Украина***РАСЧЕТНАЯ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКИ ДЕФОРМАЦИЙ КОРПУСОВ И ЗАЗОРОВ МАЛОРАЗМЕРНОГО ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА**

Проведены идентификации граничных условий для расчета температурных полей методом конечных элементов, получены деформации деталей центробежного компрессора. Расчетным путем проведен анализ изменения зазора между колесом и крышкой центробежного компрессора. Проведено сравнение полученных результатов расчета с экспериментом.

центробежный компрессор, корпус, колесо, диффузор, идентификация, граничные условия, температурные поля, деформации, зазор, эксперимент

Введение

В связи с достигнутыми успехами в области применения компьютерных программ для тепловых и прочностных расчетов становится актуальной задача идентификации полученных результатов. Это особенно существенно для малоразмерных турбомашин в связи с малыми геометрическими размерами газовоздушного тракта [1]. Так, при высоте лопатки 20 мм зазор в 1% составляет 0,2 мм. Такую величину зазора легко обеспечить. При высоте лопатки 5 мм зазор в 1% составляет 0,05 мм. Такая величина зазора требует высокой стабильности производства и специальных подходов к проектированию. В противном случае невозможно обеспечить заданную эффективность и надежность турбомашин.

В связи с вышесказанным, прогнозирование взаимных перемещений элементов компрессора представляется важной задачей.

1. Цель

Идентификация граничных условий теплообмена для расчета температурных полей и исследование деформаций деталей компрессора с целью минимизации зазоров и повышения эффективности малоразмерных центробежных компрессоров (ЦБК).

2. Объект, расчеты, эксперимент

Объектом исследования был выбран газотурбинный двигатель мощностью 550 л.с., расчетная схема статорных деталей которого представлена на рис. 1 и состоит из переднего корпуса, корпуса компрессора, диффузора, корпусов камеры сгорания и турбины, а также соплового аппарата турбины 1-й ступени. На схеме представлено распределение давления в полостях между вышеназванными деталями.

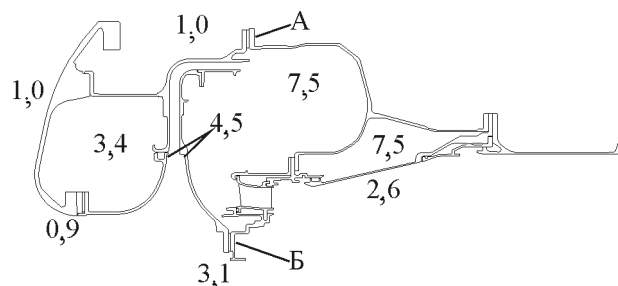


Рис. 1. Схема распределения давлений в полостях между наружным корпусом компрессора, корпусами камеры сгорания и турбины, кгс/см²

Для получения деформаций предварительно был проведен температурный расчет деталей компрессора.

Стационарное поле статорных деталей (рис. 1) было посчитано методом конечных элементов (МКЭ) на взлетном режиме.

Граничные условия получены методом идентификации результатов термометрирования деталей корпуса и крышки ЦБК измерителями максимальной температуры кристаллическими (ИМТК) и термоиндикаторами.

Параллельно было проведено термометрирование корпуса термопарами (рис. 2).

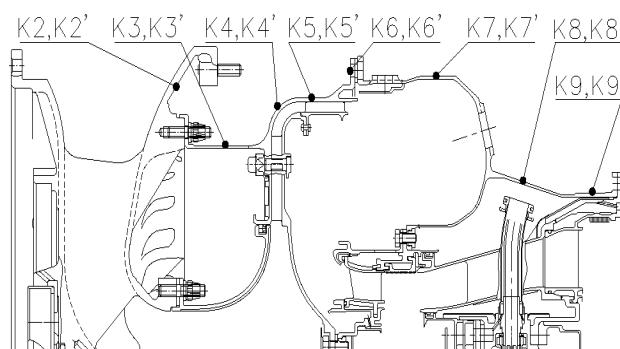


Рис. 2. Термометрирование корпуса термопарами

В табл. 1 приведено сравнение расчетных и экспериментальных значений температур, приведенных к $t_{ex} = +30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Как видно из табл. 1, расчетные и экспериментальные значения температур согласуются достаточно удовлетворительно.

Таблица 1

Сравнение расчетных и экспериментальных температур деталей корпусов

№ термопары	K2	K3	K4	K5
$t_{\text{экспер.}}, ^{\circ}\text{C}$	71	194	310	311
$t_{\text{расчетн.}}, ^{\circ}\text{C}$	54	185	311	310
№ термопары	K6	K7	K8	K9
$t_{\text{экспер.}}, ^{\circ}\text{C}$	248	305	329	397
$t_{\text{расчетн.}}, ^{\circ}\text{C}$	235	299	329	354

Деформации корпуса определялись МКЭ с учетом температурных полей и распределения давлений в полостях между деталями корпуса компрессора, турбины и камеры сгорания. Также расчетным путем было получено распределение сил на фланцы А и Б (рис. 1).

Результаты расчета деформаций деталей корпуса компрессора представлены на рис. 3 – 5.

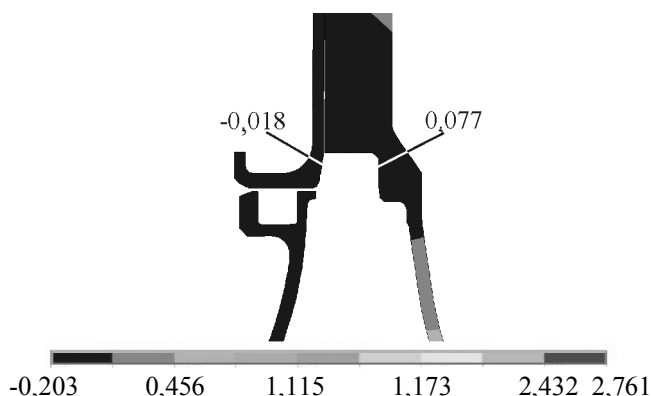


Рис. 3. Перемещение диффузора ЦБК

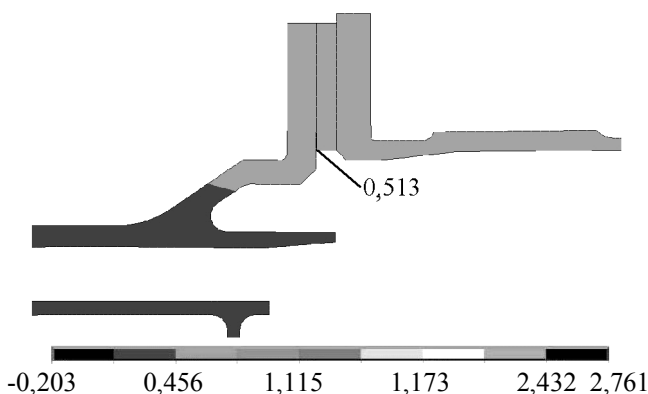


Рис. 4. Перемещение фланца А диффузора ЦБК

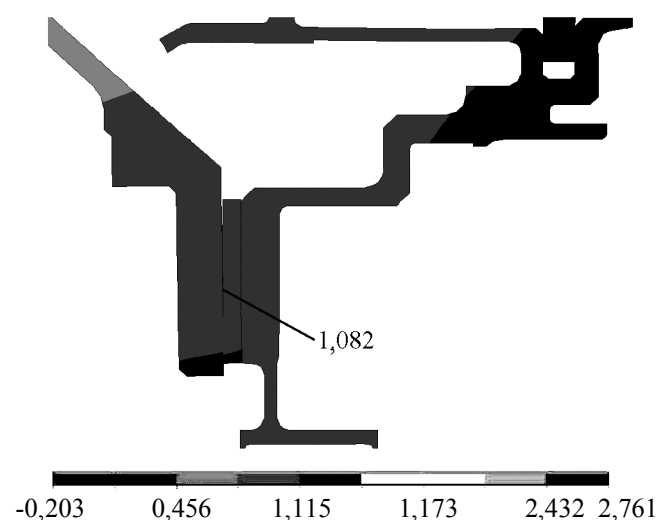


Рис. 5. Перемещение фланца Б диффузора ЦБК

Анализируя результаты расчетов перемещений, следует обратить внимание на осевые перемещения фланца А и Б (рис. 4, 5), которые влияют на

перемещения диффузора относительно крышки ЦБК (рис. 3), что в свою очередь оказывает влияние на поток при выходе из рабочего колеса и существенно ухудшает характеристики компрессора. Расчетное значение осевого перемещения фланца А равно 0,5 мм, фланца Б – 1,08 мм.

Для проверки правильности расчетных перемещений фланца А, был проведен эксперимент по схеме (рис. 6). Проверить экспериментально перемещение фланца Б технологически оказалось сложно.

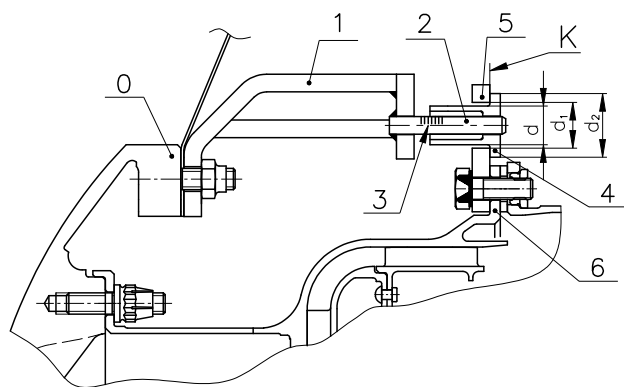


Рис. 6. Схема замера перемещений фланца А диффузора ЦБК

К фланцу корпуса переднего (0) неподвижно закреплен кронштейн, представляющий собой фланец (1). К фланцу приваривается ось (2) с нанесенными насечками (3). На ось с натягом установлена втулка (4) с буртиком. Пластина (5) с отверстием диаметра d неподвижно крепится на фланец диффузора (6). При этом, зазор между пластиной и торцом буртика втулки в сечении К отсутствует. Отметим, что диаметр d_1 больше диаметра втулки d , но меньше диаметра буртика втулки d_2 . При работе двигателя детали диффузора нагреваются и перемещаются, что касается и фланца, вместе с которым перемещается пластина. Она тянет за собой втулку. После останова двигателя детали диффузора остывают и возвращаются в исходное положение. При этом положение втулки относительно оси не меняется. Величину перемещения втулки, а соответственно и

фланца можно определить по насечкам на оси или по величине зазора в сечении К. Эксперимент проводился на стенде 3 раза, в результате статистическая величина перемещения фланца А равна 0.4 мм.

Такое отличие расчетного и экспериментального значений перемещений следует считать удовлетворительным, с учетом точности эксперимента и производственными погрешностями в размерах, допущенных при изготовлении деталей корпуса.

Экспериментальное подтверждение перемещений деталей корпуса обязывает учитывать этот факт на стадии проектирования и доводки с целью улучшения характеристик компрессора.

Также расчетным путем проведен анализ изменения зазора между колесом и крышкой ЦБК в различные моменты времени. Для этого просчитывались температурные поля и деформации в заданные моменты времени.

Тепловой расчет центробежного колеса был проведен МКЭ при следующем регламенте прогрева двигателя: запуск, земной малый газ – 1 мин, взлетный режим – 2 мин.

Тепловой расчет крышки ЦБК выполнен МКЭ при том же регламенте прогрева двигателя, что и центробежное колесо.

Граничные условия получены методом идентификации результатов термометрирования колеса и крышки ЦБК датчиками ИМТК и термоидикаторами.

Результаты теплового расчета на 2 мин взлетного режима представлены на рис. 7, 8.

Деформации колеса и крышки ЦБК были выполнены МКЭ с учетом температурных полей, соответствующих каждому моменту времени, нагрузок от центробежных сил и распределения давлений в полостях деталей.

На основе полученных перемещений колеса и крышки ЦБК рассчитывалось изменение зазора между ними в разные моменты времени. Результаты

представлены в виде графиков на рис. 9 и подтверждаются экспериментом: при зазоре 0,35 мм присутствуют следы легкого касания.

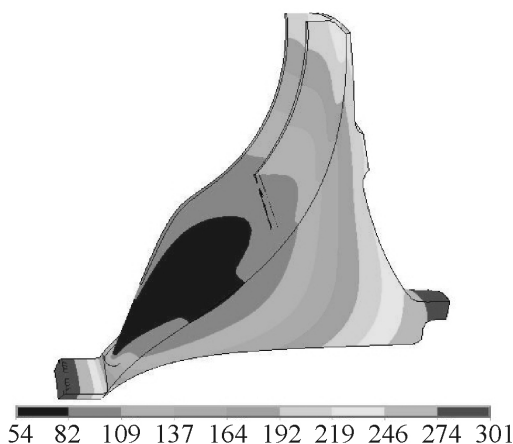


Рис. 7. Температурное поле центробежного колеса на 2 мин взлета

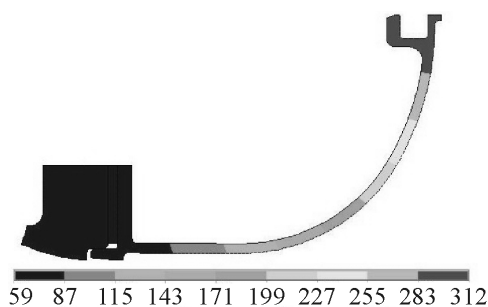


Рис. 8. Температурное поле крышки ЦБК на 2 мин взлета

Выводы

Путем идентификации граничных условий с экспериментальным термометрированием просчитаны температурные поля деталей компрессора. Расчетные температуры использовались для определения деформаций деталей компрессора.

При расчете деформаций деталей корпусов было обнаружено перемещение фланцев корпуса и диффузора относительно крышки ЦБК на выходе из рабочего колеса для принятой конструкции. Данные перемещения подтвердились экспериментально.

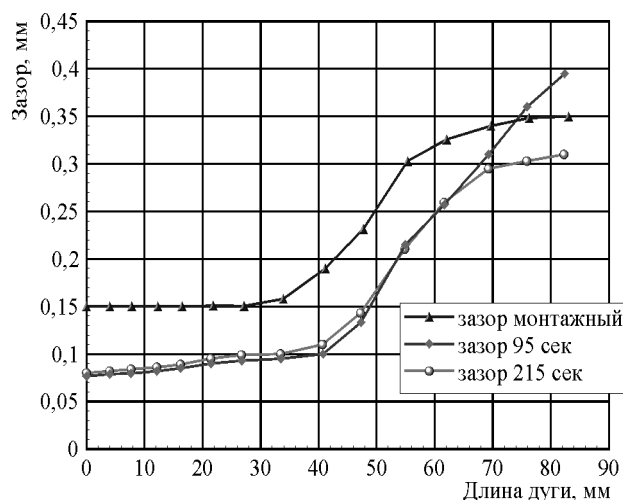


Рис. 9. Изменение зазора между крышкой и колесом ЦБК в разные моменты времени

Разницу расчетных и экспериментальных перемещений диффузора можно считать удовлетворительной, с учетом точности эксперимента и производственных погрешностей в размерах, допущенных при изготовлении деталей корпуса

Данный факт необходимо учитывать на стадии проектирования и доводки с целью улучшения характеристик и повышения эффективности компрессоров.

Расчетным путем было получено изменение зазора между крышкой и колесом ЦБК, которое подтвердилось экспериментально.

Литература

1. Ржавин Ю.А. Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов: теория, конструкция и расчет. – М.: МАИ, 1995. – 344 с.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: канд. техн. наук, Главный конструктор И.Ф. Кравченко, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье.

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*

СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ЭЛЕКТРОГЕНЕРАТОРОВ С КОМПЛЕКСНЫМ ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВТОРИЧНОЙ ТЕПЛОТЫ

Выполнен анализ эффективности системы охлаждения судовых электрогенераторов на базе эжекторной холодильной машины, использующей теплоту нагретого в электрогенераторах воздуха и уходящих газов после утилизационной турбины.

электрогенератор, утилизационная турбина, система охлаждения, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, нагретый воздух, уходящие газы

Анализ проблемы и постановка цели исследования

Часть потребляемой электрогенераторами механической энергии неизбежно теряется в виде теплоты, рассеиваемой в окружающую среду. Кроме снижения КПД электрогенератора тепловыделения ограничивают также его максимальную полезную мощность, обусловленную эффективностью теплоотвода, которая определяет тепловое состояние машины. От интенсивности теплоотвода, в свою очередь, зависит нагрев активной части электрогенератора и вероятность термического разрушения изоляции обмоток и выхода его из строя.

Для обеспечения безопасной работы электрогенераторов необходимо обеспечить отвод выделяемой теплоты с помощью систем охлаждения. Наибольшее распространение получили системы охлаждения с принудительной циркуляцией наружного воздуха как наиболее конструктивно простые и наименее энергопотребляющие. Однако этим системам присущи такой недостаток, как резкий рост потерь на охлаждение (и, соответственно, падение КПД всей электрической машины) с повышением полезной нагрузки на электрогенератор. Решением данной проблемы может стать использование воздушных систем охлаждения на базе теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ), преобразующих выделяемую электрогенератором теплоту, отводимую от них охлаждающим воздухом, в холод, используемый для предварительного понижения

температуры наружного воздуха, подаваемого на охлаждение. Для утилизации низкотемпературной теплоты охлаждающего воздуха в качестве рабочего тела ТХМ необходимо использовать низкокипящие рабочие тела (НРТ) – хладоны, отводящие теплоту в процессе своего фазового перехода. Конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации отличаются эжекторные ТХМ [1, 2].

Температурный уровень нагретого в процессе охлаждения воздуха может оказаться недостаточно высоким, чтобы вырабатываемого в эжекторных ТХМ холода было достаточно для эффективного охлаждения судового электрогенератора. Решением задачи повышения эффективности теплоиспользующей системы охлаждения судового электрогенератора может стать дополнительное использование других источников тепла на судне, например, тепла уходящих газов после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора.

Целью исследования является анализ эффективности системы охлаждения электрогенераторов на базе эжекторной ТХМ с использованием теплоты нагретого в электрогенераторах воздуха и выпускных газов после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора

Анализ результатов исследования

Эжекторная ТХМ системы охлаждения электрогенератора состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получе-

ния паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя-воздухоохладителя (И-ВО) холодильного контура, до давления в конденсаторе. Жидкий НРТ высокого давления нагревается и испаряется в генераторе паросилового контура за счет теплоты, отводимой от нагретого воздуха после электрогенератора. Полученный в ТХМ холод реализуется путем отвода теплоты от наружного воздуха на входе электрогенератора к кипящему в И-ВО жидкому НРТ низкого давления. Эжектор совмещает функции детандера паросилового контура (расширение пара происходит в его сопле) и компрессора холодильного контура (повышение давления пара, всасываемого из И-ВО, происходит в камере смешения и диффузоре).

Эффективность ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_{\Gamma}$, который представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха, подаваемого на вход электрогенератора) к количеству теплоты Q_{Γ} , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от нагретого в процессе охлаждения электрогенератора воздуха.

На рис. 1 представлены зависимости теплового коэффициента ζ эжекторной ТХМ от температуры конденсации t_k НРТ при его температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0; 5$ и 10 °С и в генераторе $t_{\Gamma} = 70$ °С. В качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142В.

Как видно, тепловой коэффициент ζ с повышением t_k существенно снижается, причем при большей температуре кипения t_0 это снижение происходит более резко. Это говорит о том, что в случае водяного охлаждения конденсатора (при более низких t_k) тепловая эффективность эжекторной ТХМ гораздо выше, чем при воздушном его охлаждении (при более высоких t_k).

С увеличением температуры кипения в И-ВО t_0 коэффициент ζ увеличивается, причем это увеличение особенно значительное при низких t_k , что свидетельствует об эффективности применения ТХМ при пониженной температуре конденсации t_k (соответ-

ственно охлаждающей конденсатор среды) и повышенной температуре наружного воздуха.

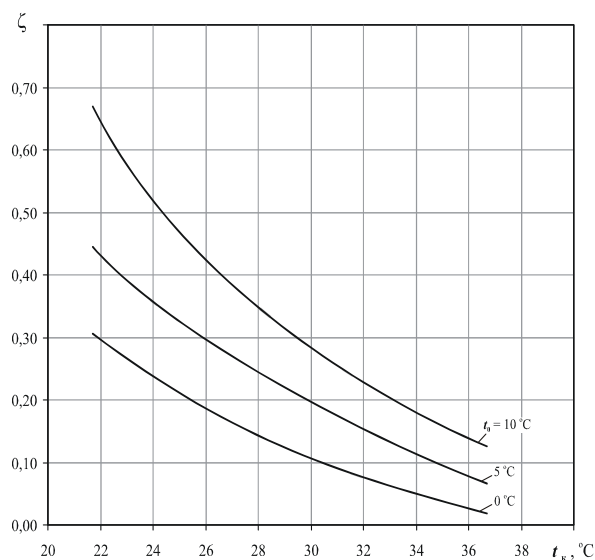


Рис. 1. Тепловые коэффициенты ζ эжекторной ТХМ в зависимости от температуры конденсации t_k хладона R142В при температуре кипения в генераторе $t_{\Gamma} = 70$ °С и в И-ВО $t_0 = 0; 5$ и 10 °С

С целью определения максимальных значений количества теплоты, отводимой в ТХМ от воздуха на входе в электрогенератор, т.е. максимального эффекта от применения системы охлаждения на базе ТХМ, а также условий его достижения, и прежде всего значений температуры кипения НРТ в генераторе ТХМ t_{Γ} и И-ВО t_0 , был выполнен комплекс расчетов с использованием методологии рационального проектирования теплообменников с фазовым переходом [3], обеспечивающей достижение максимальных плотностей тепловых потоков в них.

Результаты анализа эффективности применения ТХМ для охлаждения воздуха на входе электрогенератора приведены на рис. 2 в виде зависимости тепловых коэффициентов ТХМ ζ , удельных (отнесенных к единичному расходу охлаждающего электрогенератор воздуха) тепловых нагрузок на генератор $\bar{q}_{\Gamma}$ (удельного количества теплоты, отведенной от нагретого воздуха после электрогенератора) и И-ВО $\bar{q}_0$ (удельного количества теплоты, отведенной от воздуха на входе в электрогенератор, т.е. удельной холодопроизводительности ТХМ), и снижения температуры $\Delta t_{\text{в}}$ воздуха на входе в электрогенератор от

температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$; нагретого воздуха перед генератором (после электрогенератора) $t_{b1} = 120^\circ\text{C}$. Здесь же нанесены значения температуры t_{b2} воздуха после генератора. При этом температура воздуха после испарительной секции генератора (на входе в экономайзерную секцию) принималась на 10°C выше, чем температура кипения НРТ в генераторе t_g .

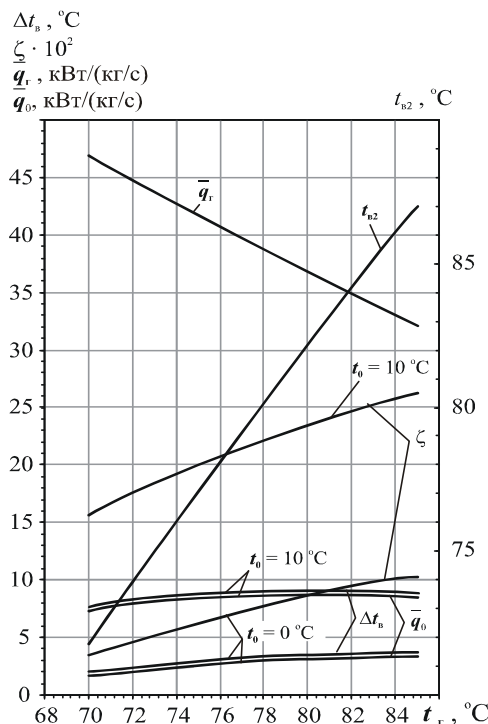


Рис. 2. Зависимости тепловых коэффициентов эжекторной ТХМ ζ , удельных тепловых нагрузок на генератор $\bar{q}_g$ и $\bar{q}_0$ — холодопроизводительности ТХМ, снижения температуры Δt_b воздуха на входе в электрогенератор и температуры t_{b2} воздуха после генератора при его температуре перед генератором (после электрогенератора) $t_{b1} = 120^\circ\text{C}$ от температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$

Как видно, с повышением t_g от 70 до 85°C удельная тепловая нагрузка на генератор $\bar{q}_g$ снижается, а тепловой коэффициент ζ увеличивается, что приводит к некоторому возрастанию удельной холодопроизводительности ТХМ $\bar{q}_0$.

Поскольку уменьшение температуры воздуха на входе в электрогенератор Δt_b пропорционально удельной холодопроизводительности $\bar{q}_0$, то харак-

теры изменения $\bar{q}_0$ и разности температур воздуха Δt_b , срабатываемой в И-ВО, идентичны. Как видно, при температуре нагретого воздуха после электрогенератора $t_{b1} = 120^\circ\text{C}$ и $t_k = 35^\circ\text{C}$ охлаждение воздуха в И-ВО незначительное: $\Delta t_b = 4^\circ\text{C}$ при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и 9°C при $t_0 = 10^\circ\text{C}$, что свидетельствует о невысокой эффективности системы охлаждения на базе эжекторной ТХМ.

Увеличить удельную холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и, соответственно, глубину охлаждения воздуха на входе в электрогенератор Δt_b можно, повышая тепловой потенциал источника теплоты, т.е. тепловую нагрузку на генератор $\bar{q}_g$. С этой целью при недостаточно высокой температуре воздуха t_{b1} после электрогенератора (на входе в генератор парообразного НРТ) дополнительно можно использовать другие вторичные энергоресурсы (ВЭР), например выпускные газы после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора, имеющие температуру выше 180°C , т.е. применять комплексную утилизацию ВЭР. При этом генератор пара следует выполнять в виде двух секций: испарительной, в которой происходит испарение жидкого НРТ при высоких давлении и соответственно температуре, и экономайзерной, в которой имеет место нагрев жидкого НРТ от температуры конденсации до температуры кипения в испарительной секции. Испарительную секцию надо устанавливать на линии уходящих газов после утилизационного турбогенератора, а экономайзерную — после электрогенератора, с отводом в ней теплоты от нагретого в электрогенераторе воздуха (рис. 3).

На рис. 4 приведены удельные тепловые нагрузки на генератор $\bar{q}_g$ и испаритель $\bar{q}_0$, тепловые коэффициенты ТХМ ζ , снижение температуры Δt_b воздуха в И-ВО, температура $t_{ух.г}$ уходящих газов после генератора ТХМ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_g при температурах кипения НРТ в И-ВО $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ и уходящих газов перед генератором $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$ (генератор ТХМ установлен в газоходе после утилизационного турбогенератора).

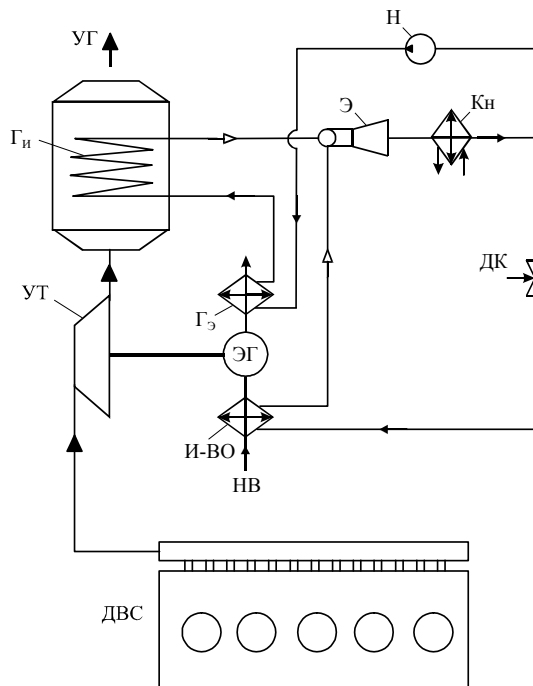


Рис. 3. Схема системы охлаждения электрогенератора на базе эжекторной холодильной машины:
ЭГ – электрогенератор; УТ – утилизационная турбина; Г₃ и Г_и – экономайзерная и испарительная секции генератора паров НРТ; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Э – эжектор; К_н – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы ДВС

Здесь же нанесены значения температуры $t_{в2}$ воздуха после экономайзерной секции генератора в случае ее вынесения из газохода турбогенератора, например, на линию нагретого воздуха с температурой перед экономайзером $t_{в1} = 100$ и 140 °С.

Пониженная величина $t_{в1} = 100$ °С соответствует варианту, когда экономайзер генератора установлен на линии нагретого воздуха после электрогенератора. При температуре воздуха после электрогенератора, недостаточно высокой для нагрева жидкого НРТ до температуры кипения в генераторе ТХМ (ниже $t_{в1} = 100$ °С), окончательный нагрев НРТ может происходить в испарительной секции генератора или во второй, высокотемпературной, ступени экономайзера, располагаемой за генератором в газоход. При этом низкотемпературная ступень экономайзера установлена после электрогенератора.

Величина $t_{ух,г}$ на рисунке соответствует температуре уходящих газов после одноступенчатой экономайзерной секции генератора при ее размещении в газоход. Температура уходящих газов после испа-

рительной секции генератора принималась на 20 °С выше температуры t_r кипения НРТ как при размещении экономайзера в газоход, так и в случае его вынесения из газохода: $t_{г,и2} = t_r + 20$ °С, т.е. минимальной, которая может быть достигнута, исходя из интенсивности теплопередачи между газом и кипящим НРТ.

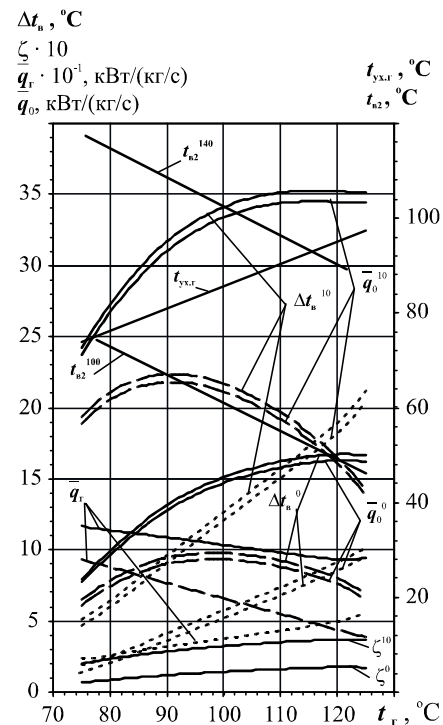


Рис. 4. Удельные тепловые нагрузки на генератор $\bar{q}_r$ и испаритель $\bar{q}_0$, тепловые коэффициенты ТХМ ζ , снижение температуры Δt_v воздуха в испарителе, температура $t_{в2}$ наддувочного воздуха после экономайзерной секции генератора (экономайзер вне газохода), температура $t_{ух,г}$ уходящих газов после экономайзерной секции генератора (экономайзер в газоход) в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ и 10 °С; конденсации $t_k = 35$ °С, уходящих газов после испарительной секции генератора $t_{г,и2} = t_r + 20$ °С и перед генератором $t_{с1} = 180$ °С: — — за счет отвода теплоты генератором в целом $\bar{q}_0$, $\bar{q}_r$; - - - - испарительной секцией $\bar{q}_0''$, $\bar{q}_r''$; — экономайзерной секцией $\bar{q}_0'$, $\bar{q}_r'$; $t_{в2}^{100}$ и $t_{в2}^{140}$ — при $t_{в1} = 100$ и 140 °С; индексы 0 и 10 — при $t_0 = 0$ и 10 °С

Как видно из рис. 3, температура уходящих газов после генератора $t_{ух,г}$ изменялась от 75 до 95 °С при повышении t_r от 80 до 120 °С (соответственно при изменении температуры газов после испарительной секции генератора $t_{г,и2}$ от 100 до 140 °С), т.е.

практически в два раза меньшими темпами по сравнению с увеличением $t_{г.и2}$. Резкое сокращение удельной тепловой нагрузки на испарительную секцию $\bar{q}_Г$ при $t_{г1} = 180$ °С обусловлено сравнительно малой разностью температур уходящих газов $\Delta t_{г.и} = 180$ °С – $t_{г.и2}$ (где $t_{г.и2} = t_г + 20$ °С), срабатываемой в испарительной секции, на которой сильно сказывается повышение $t_г$, при замедленном увеличении тепловой нагрузки на экономайзерную секцию $\bar{q}_Г'$. Это приводит к уменьшению нагрузки на генератор в целом $\bar{q}_Г$ и, следовательно, возрастанию температуры уходящих газов после генератора $t_{ух.г}$.

Так как с повышением $t_г$ тепловой коэффициент ζ увеличивается, то удельная холодопроизводительность $\bar{q}_0$ возрастает до достижения своего максимального значения при $t_{гopt} \approx 120$ °С. При этом характер изменения $t_{ух.г}$ (возрастание $t_{ух.г}$ с повышением $t_г$) соответствует тенденции изменения оптимальных параметров – увеличению $t_{гopt}$, т.е. возрастание $t_г$ сопровождается повышением безопасности эксплуатации ТХМ – без возникновения сернистой коррозии.

При вынесении экономайзера из газохода снижение температуры воздуха после экономайзера $t_{в2}$ ограничивается температурой конденсации: $t_{в2} = t_к + (15...20)$ °С $\approx (50...60)$ °С, следовательно, рациональным режимам эксплуатации будет соответствовать $t_г = 120$ °С.

Поскольку значение температуры $t_{гopt}$ для генератора в целом ($t_{гopt} \approx 120$ °С) опережает ее величину для испарительной секции генератора ($t_{гopt} \approx 90$ и 100 °С при $t_0 = 10$ и 0 °С соответственно), то при вынесении экономайзерной секции генератора ТХМ на линию наддувочного воздуха его испарительную секцию следует проектировать, исходя из значения температуры $t_{гopt}$, оптимального для генератора в целом: $t_{гopt} \approx 120$ °С, а не 90 и 100 °С для испарительной секции.

Как видно, применение комплексной теплоиспользующей системы охлаждения электрогенератора обеспечивает понижение температуры воздуха на

его входе на величину $\Delta t_в = 15...35$ °С (при $t_0 = 0...10$ °С) при одинаковых расходах охлаждающего электрогенератор воздуха и уходящих газов после утилизационной турбины (поскольку удельные тепловые нагрузки $\bar{q}_Г$ и $\bar{q}_0$ должны быть отнесены к одному и тому же единичному расходу, в данном случае – уходящих газов).

Если расход уходящих газов больше расхода охлаждающего электрогенератор воздуха, то перепад температур $\Delta t_в$ возрастет пропорционально отношению расходов.

Выводы

1. Установлено, что применение систем охлаждения судовых электрогенераторов на базе эжекторных ТХМ целесообразно при комплексной утилизации ВЭР, когда в дополнение к нагретому в электрогенераторах воздуху в качестве источника теплоты для ТХМ используются, например, выпускные газы после утилизационного турбогенератора или дизельгенератора, охлаждающая дизель вода.

2. Показано, что комплексная теплоиспользующая системы охлаждения электрогенератора обеспечивает понижение температуры воздуха на его входе на $15...35$ °С.

Литература

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
2. Радченко А.Н. Энергосберегающие системы охлаждения электрических машин // Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім.П.Могили.– Миколаїв: МДГУ.– 2007. – Т. 73. – Вип. 60. – С. 106-108.
3. Радченко А.Н. Рациональное проектирование охладителей газа с фазовым переходом холодильного агента // Промышленная теплотехника. – 2003. – Т. 25, № 4. – С.57-59.

Поступила в редакцию 25.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса.

УДК 621.165 : 621.438 : 621.65.03

В.Ф. ШАТОХИН, С.Д. ЦИММЕРМАН*ОАО «Калужский турбинный завод», Россия***ПРЕДОПРЕДЕЛЁННОСТЬ РАЗВИТИЯ ЛИКВИДАЦИОННОГО ПРОЦЕССА
ТУРБОАГРЕГАТА И ПРИМЕРЫ ЕГО ПОСЛЕДСТВИЙ**

В статье обращается внимание на возможность развития в агрегатах силовых и энергетических установок ликвидационного процесса, конечный результат которого существенно зависит, как от динамических характеристик агрегата, приобретённых и накопленных в процессе эксплуатации повреждений, так и от введения конструктивных мероприятий, предотвращающих развитие процесса ликвидации установки. Приведены примеры разрушений, полученных турбоагрегатами (ТА) и, в частности, повреждений ТА, имевших средства нарушения ликвидационного процесса.

турбоагрегат (ТА, турбогенератор), валопровод (ротор), обкат ротора по корпусу, контакт ротора со статором, нестационарные колебания, кинематическое воздействие

Главным требованием заказчика всегда было и остаётся требование надёжности и безотказной работы установки с турбоагрегатом (ТА), позволяющее получать экономическую выгоду (прибыль) как можно дольше. Однако большое внимание надёжной эксплуатации ТА уделяется ещё и в связи с другим немаловажным обстоятельством. Дело в том, что даже незначительный отказ может спровоцировать развитие крупной аварии. Слишком много факторов определяют неустойчивую эксплуатацию установки – от скрытых дефектов до недостаточной продуманности конструкторских решений. Поэтому сложнейшие агрегаты, эксплуатируемые в различных отраслях хозяйства страны, несут в себе значительную неопределённость своего поведения, особенно в аварийных ситуациях. Эксплуатационники абсолютно не застрахованы как от случайностей, так и от эффектов, обусловленных, например, свойствами функционирования системы «рабочее тело – турбоагрегат – линия электропередач высокого напряжения» на электрической станции (ЭС), когда, например, наложение колебательных процессов в элементах не сводится к простой сумме свойств отдельных её частей. Взаимодействие колебательных процессов в отдельных элементах, как правило, придаёт системе совершенно новые свойства, что

проявляется в преобразовании частот и появлении новых качественных эффектов. Примером могут служить возникновение так называемых несинхронных колебаний в электрической сети, вызывающих крутильные колебания валопровода агрегата.

Существует традиционно сложившийся подход к надёжности ТА в установке как к элементу системы, имеющему некоторый процент времени на отказы в работе по различным причинам. По оценкам исследовательского института США EPRI, причиной 73% случаев вынужденных остановов паровых турбин ЭС являлись поломки рабочих лопаток турбин [7]. Вибрационные и другие типы поломок отдельных вращающихся элементов кроме этого несут в себе определённую опасность перехода в более сложную стадию аварийного процесса. Поэтому проблема надёжности агрегатов силовых и энергетических установок делится на две взаимосвязанные фазы:

- обеспечение безотказной работы элементов и узлов установки в процессе её создания и эксплуатации;
- предотвращение перехода возможной аварийной ситуации в процесс ликвидации установки, как целого механизма.

Поэтому оценку надёжности следует произво-

дять показателями, характеризующими не только долговечность, но и безопасность.

Тема работы выбрана не случайно. Обсуждение вопроса надёжности с ведущими специалистами турбостроения (двигателестроения) показывает, что в обеспечении надёжности агрегатов силовых и энергетических установок чаще всего рассматривается одна сторона проблемы. Кроме этого складывается впечатление, что не все возможные страховочные меры принимаются при конструировании агрегатов для снижения опасности развития аварийной ситуации.

Всё внимание при разработке и модернизации конструкций ТА направлено на предупреждение аварий, чему способствуют как новые конструкторские решения, увеличивающие надёжность работы ТА (например, снижение опасности появления низкочастотной вибрации энергетических турбин, вибрационная отстройка лопаточного аппарата, дисков и т. п.), так и плановые, профилактические ремонты с тщательной дефектоскопией ответственных деталей, осмотры и мониторинг вибрационного состояния ТА. И это правильно. Предупреждение - лучший способ исключения возможных последствий. Но всё-таки огромных затрат на предупреждение аварий оказывается недостаточно, так как они продолжают случаться. Опасность возрастания их числа в перспективе определяется выработкой ресурса основным парком энергетических машин страны. В связи с этим многократно увеличивается возможность аварийных ситуаций на ЭС. Атомная и тепловая энергетика традиционно относятся к наиболее ответственным отраслям промышленности, а в сложившихся условиях внимание к увеличению надёжности эксплуатируемого оборудования станций возрастает многократно. Систематический и более жёсткий контроль, соблюдение правил эксплуатации, раннее выявление дефектов (усталостных трещин лопаток, дисков и валов, недопустимых пластических деформаций ползучести теплонапряжённых деталей ТА), способных вызвать впоследствии

крупную аварию продолжают оставаться важной, но далеко не единственной задачей. Наряду с грамотным проектированием и качественным изготовлением агрегата это можно считать первой фазой обеспечения надёжности ТА. Основной характеристикой этой фазы является создание условий, исключающих эксплуатацию агрегата с повышенными рисками, в частности, с недопустимыми амплитудами вибрации при стационарных и нестационарных воздействиях, надёжной эксплуатацией установки в целом.

На вторую (последнюю) и, может быть, основную фазу с точки зрения существования ТА как целого механизма обращают внимания мало. Эту фазу называют ликвидационным процессом – процессом, который может начать развиваться после незначительной, по существу, поломки, могущей стать пусковым механизмом развития более опасного явления, иногда вплоть до полной ликвидации установки в целом. В основе процесса ликвидации агрегата, по нашему мнению, лежит явление асинхронного обката ротора по статору [1, 2].

В России случилось несколько крупных аварий [2, 3], когда аварийная ситуация заканчивалась катастрофическими последствиями. Известные нам катастрофические аварии ТА мощностью 90, 330, 500, 600 МВт с аналогичными конечными результатами произошли за рубежом во второй половине двадцатого века. Ниже, на рис. 1 показан результат ликвидационного процесса, развившегося на ТА Новочеркасской ЭС. Валопровод ТА мощностью 300 МВт длиной 30 м был разрушен на семь частей. Характерные виды разрушений по конечным результатам ликвидационного процесса приведены на рис. 2; 3, а; 3, б для ТА той же мощности Каширской ЭС в 2002 году [3]. Внимание к авариям такого типа ТА уделяется ещё и потому, что в настоящее время идёт интенсивная модернизация ТА этого класса мощностей. Подробный анализ, выполненный в [3], показал, что авария ТА произошла вследствие наложе-

ния нескольких причин, ключевой из которых стало разрушение ротора генератора после образования и развития до критического размера поверхностной усталостной трещины в зоне галтели шейки генератора. Исключение возникновения трещин усталости, также как и исключение возможности появления мгновенной разбалансировки ротора ТА, короткого замыкания в сети и т.п. нестационарных процессов способствовало бы повышению надёжности ТА. Однако достаточно много причин определяют отсутствие полной гарантии появления и даже значительного развития трещин усталости в процессе эксплуатации, а измеряемые вибрационные параметры не меняются даже при значительном развитии трещины вплоть до начала ликвидационного процесса.

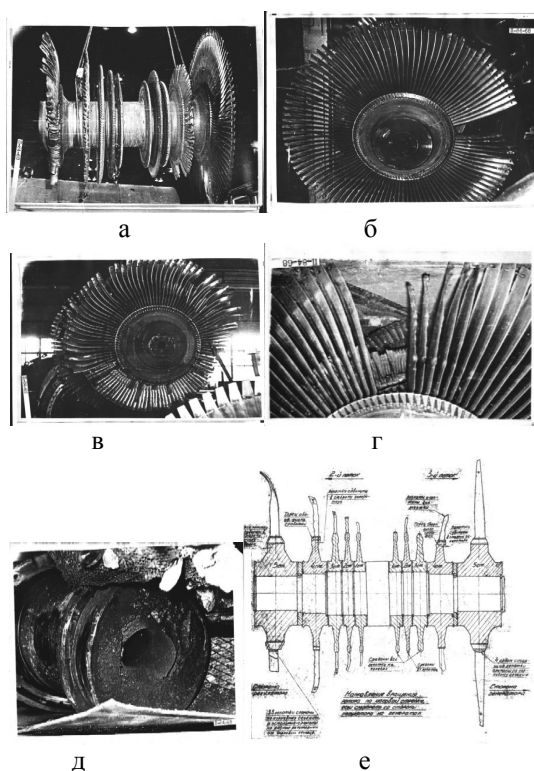


Рис. 1. Разрушения валопровода ТА 300 МВт в районе ротора низкого давления (1968г.): а, в, е – ротор РНД; б, г – места обрыва лопаток

Обнаружить трещину достаточно сложно и в условиях ремонта, так как методы выявления дефектов, способных стать началом развития ликвидационного процесса, не лишены недостатков из-за низкой эффективности самих методов и средств контроля:

– возможность контроля только поверхности из-

делий (оценить состояние глубинных слоёв металла и металла сварных соединений невозможно);

– зоны концентрации напряжений, являющиеся основными источниками развития повреждений, часто затруднены для контроля;

– традиционные методы неразрушающего контроля пока непригодны для контроля дефектов на ранней стадии их развития.

Можно указать ещё ряд причин, затрудняющих выявление дефектов при плановых и профилактических ремонтах, что лишь подтверждает факт неопределённости в послеремонтной эксплуатации агрегата. Как известно, катастрофическая авария на Каширской ЭС произошла через полторы недели после капитального ремонта.



Рис. 2. Общий вид аварии ТА 300 МВт (2002 г.)

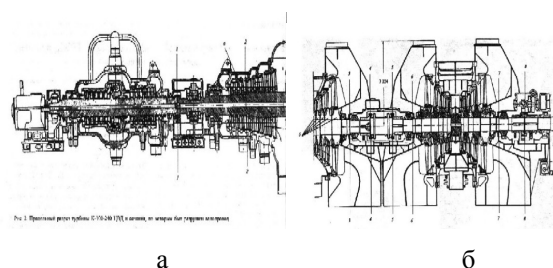


Рис. 3. Продольный разрез турбины и сечения, по которым был разрушен валопровод ТА (2002 г.): а, б – две части турбины (без генератора)

Импульсные кинематические воздействия, в частности, также являются источником возбуждения нестационарных процессов [6, 8]. По отношению к установке ТА они считаются внешними воздействиями, в отличие от разнообразных кинематических воздействий, чаще всего вибрационного характера, со стороны отдельных механизмов при общей монтажной раме установки (например, со стороны винта корабля, генератора ТА). В различных условиях эксплуатации агрегатов к внешним воздействиям

можно отнести: ударные волны от неконтактных взрывов, распространяющиеся по различным средам, колебания земной коры при землетрясениях, ускорения при столкновении транспортных средств, удары о пирс корпуса корабля, ускорения при взламывании льда для ледоколов и т.п. Внимание к подобным типам воздействий небезосновательно, так как в процессе нестационарных колебаний системы ротор-опоры ТА амплитуды перемещений отдельных элементов ТА могут быть значительными, что может привести к соприкосновению вращающегося ротора и статора и развитию явления обката.

В такой ситуации изучение второй фазы развития аварии – ликвидационного процесса становится актуальной задачей. Надо отметить, что большинство специалистов недостаточно уделяет внимания проблеме сглаживания возможного ликвидационно-

го процесса, а точнее сглаживания его последствий, считая, что в этот процесс вмешаться уже нельзя. Наше мнение иное. На карту ставится сохранность не только основного оборудования станции, фундамента установки и целостности самого объекта, но и возможность нарушения экологических условий, если это атомная станция, самолёт, если это агрегат, сконструированный для специальных условий эксплуатации, например, в подводном положении. Решить все проблемы надёжности на этапе проектирования и эксплуатации удаётся не всегда, поэтому некоторые дополнительные страховочные меры на случай аварийной ситуации должны быть предусмотрены.

В табл. 1 показаны основные причины, способствующие развитию режима асинхронного обката, перерастанию аварии в её катастрофическую фазу или нарушающие этот режим.

Таблица 1

Основные причины, способствующие развитию режима асинхронного обката, перерастанию аварии в её катастрофическую фазу или нарушающие этот режим

Развитию режима асинхронного обката ротора по статору (ликвидационному процессу)	
Способствуют	Нарушают режим (или режим не начинается)
- жёсткие конструкции статора в месте контакта, обеспечивающие экономичную и в то же время опасную круговую траекторию обката с радиусом равным зазору Δ между ротором и статором; потери энергии в ударном процессе в этих условиях незначительны; - большая изгибная жёсткость ротора в месте контакта также увеличивает силу взаимодействия контактирующих поверхностей. Опасными местами контакта можно считать пучности формы колебаний, ближайшей к рабочим оборотам (а точнее места максимальных динамических прогибов), валопровода ТА при вынужденных колебаниях на рабочих (и резонансных для гибких роторов) оборотах; - уменьшенные зазоры между вращающимся ротором и неподвижными частями турбины, увеличивающие опасность контактов и развития асинхронного обката ротора по статору; - большие коэффициенты сухого трения в местах контактирования ротора со статором; - нарушения правил эксплуатации; нестандартные ситуации, связанные с колебаниями в системе «электрическая сеть-ТА», несинхронные включения в сеть и т.п.	- соблюдение для валопровода ТА правил проектирования, обеспечивающих меры по исключению появления усталостных трещин: - отстройка валопровода от крутильных и изгибных резонансов с оборотной и двойной оборотной частотой; предпочтение следует отдавать расположению ближайшей к рабочей скорости резонансной зоны выше рабочей скорости вращения. Когда резонансная зона располагается ниже рабочей скорости вращения, отстройка от рабочей скорости вращения должна быть с максимальным запасом; - уменьшение концентраторов напряжений на переходах между относительно жёсткими и податливыми участками валопровода; - снижение до минимума перегрузок, связанных с КЗ, несинхронными включениями в сеть, колебаниями в системах, включающих ТА и линии электропередач высокого напряжения; - увеличение зазоров между жёсткими элементами статора и ротора; - обеспечение в районе пучностей форм колебаний (максимальных динамических прогибов) ротора снижения коэффициента трения статорных элементов ТА (например, за счёт графитовых вставок, особенно в местах относительно жёстких участков статора); - установка рамы с корпусными конструкциями ТА или его элементов на амортизаторы с ограничителями перемещений, обладающими значительными потерями энергии и обеспечивающими не только ограничение перемещений ТА по трём направлениям, но и увеличенные потери энергии при нестационарных колебаниях.

Ситуация здесь весьма схожа с ситуацией сохранения жизни биологического (белкового) механизма, созданного природой за миллионы лет развития – человека. Разницы здесь большой нет. Для человека как биологической машины основным структурным материалом изготовления является белковый материал со своими врождёнными, а потом и приобретёнными в процессе жизнедеятельности дефектами. Накопление дефектов также как и в технологической машине в процессе жизнедеятельности приводит со временем к сбоям в работе, а в конце концов и к развитию того же ликвидационного процесса. По исследованиям биологов накопление повреждений «конечно», т.е. оно особенно ускоряется после ~60 делений клетки, а начало этого процесса – после создания потомства, точнее с временного интервала соответствующего созданию потомства. Медицина в процессе своего длительного развития постепенно вырабатывает и совершенствует методы вывода биологической машины из того ещё недавно запрещённого шокового состояния.

Для ТА сам ликвидационный процесс представляет собой нестационарный процесс и может рассматриваться как специфический процесс самовозбуждающихся колебаний [2], совершающийся в короткий промежуток времени. В основе его лежит асинхронный обкат, сопровождающийся значительными ускорениями участков валопровода в местах контакта со статором. Энергия вращающегося вала практически мгновенно переходит в энергию разрушения [2]. Нужен лишь пусковой механизм. А им может стать любой дефект в непредсказуемой, часто, цепочке развития аварийной ситуации. В огромной степени последствия аварийной ситуации будут зависеть от динамических характеристик ТА [2, 6, 9], определяемых его конструктивным исполнением, а также от приобретаемых в процессе эксплуатации дефектов. Динамические характеристики с увеличением срока эксплуатации не становятся лучше и, в конце концов, стремятся только к ухудшению. Осо-

бенно опасным считается близость резонанса по соответствующей форме колебаний валопровода к числу оборотов, на которых произошло воздействие, например, связанное с мгновенной разбалансировкой. Переход через резонанс также способствует развитию ликвидационного процесса и усугубляет его последствия. Наиболее благоприятным был бы выход из ликвидационного процесса с наименьшими повреждениями. Если для биологического механизма в такой ситуации необходимо дублирование деятельности отдельных органов с целью поддержания деятельности мозга, как основной интеллектуальной идентификации человека, то для технологического механизма, при современном его конструктивном исполнении, достаточно сгладить ликвидационный процесс и остановить агрегат с минимально возможными повреждениями. В последующем, при необходимости, выполняется ремонт или замена блоков установки.

Наши рекомендации по сглаживанию последствий начавшегося ликвидационного процесса основаны на определённых предположениях о сути составляющих ликвидационного процесса, опыте расчётов, экспериментальных наблюдениях и опыте эксплуатации, в частности амортизированных систем механизмов. Предложения по предупреждению аварий и ограничению последствий ликвидационного процесса представлены для наглядности в виде элементов системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА) (рис. 4).

Естественно, без теоретического анализа нестационарных процессов при различных воздействиях на ротор (мгновенной разбалансировке, импульсном кинематическом воздействии, КЗ, несинхронных включениях в сеть и т. п.) невозможно более основательно разобраться с грозным явлением асинхронного обката ротора по статору и выработать дополнительные рекомендации по прекращению развития или сглаживанию последствий ликвидационного процесса. Внимание следует обратить на то,

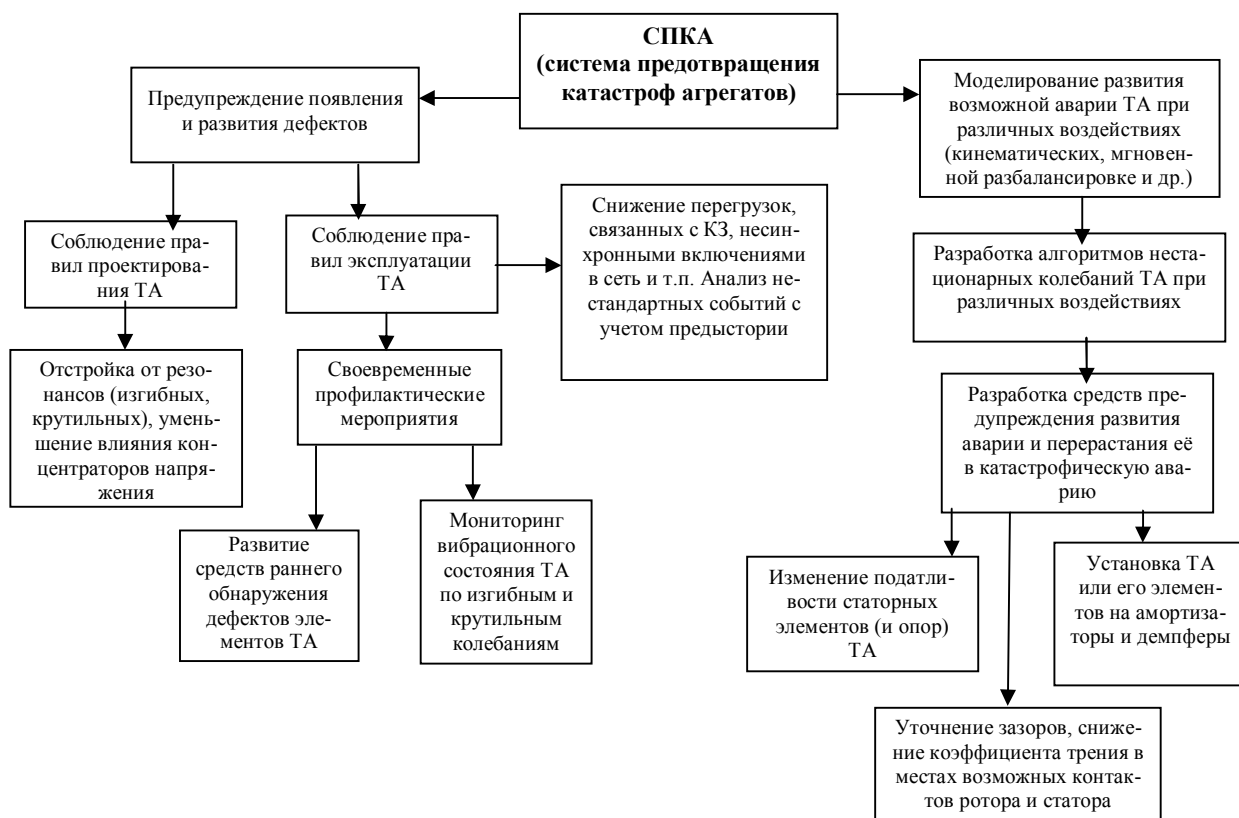


Рис. 4. Элементы системы предотвращения катастроф агрегатов (СПКА)

что проектируемые ТА, как и действующие, не имеют средств предотвращения опасного развития аварии и перерастания её в катастрофическую фазу, средств прерывания ликвидационного процесса, сглаживания ударных нагрузок. Поэтому не исключено, что любая следующая авария вполне может перерасти в свою опасную фазу. При проектировании и модернизации ТА численное моделирование нестационарных процессов необходимо выполнять на некоторые обобщённые зависимости «ускорение-время», характерные для условий эксплуатации установки.

Кардинальным решением проблемы предопределённости развития ликвидационного процесса ТА в соответствии с рекомендациями СПКА, наряду с обеспечением нормативных зазоров между вращающимися и неподвижными частями агрегата, была бы установка ТА на амортизаторы с демпферными устройствами, обладающими значительными потерями энергии при нестационарных колебаниях, как это делается для противоударной защиты ТА

специального назначения. В этом случае дополнительно следует ожидать выигрыш в заметном улучшении акустических характеристик установки.

Для примера на рис. 5 показаны повреждения ротора и подшипников ТА производства Калужского турбинного завода, установленного на раме с амортизирующими устройствами и демпферными элементами.

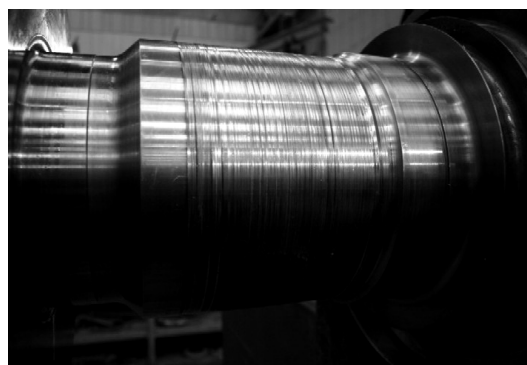
На роторе (рис. 5, а) имеются явные признаки синхронного обката [2] в виде полного срабатывания уплотнений, значительных натиров бандажей лопаток и самого тела ротора с одной стороны на дуге менее 150° (характерный признак начала процесса обката с проскальзыванием). Баббитовый слой переднего сегментного подшипника выработан полностью с явными нарушениями стальной поверхности колодок (рис. 5, в). Трубопровод подвода пара по фланцу соединения с турбиной раскрыт на 20 мм, что подтверждает появление значительных сил, возбуждавших колебания установки на амортизаторах. Ротор получил прогиб 2.5 мм из-за отсутствия нормального выбега и

заклинивания (провернуть ротор было невозможно); значительные нарушения имеет поверхность передней по ходу пара опорной шейки (рис. 5, б). Повреждения переднего подшипника и характерные натирывы на заднем подшипнике (рис. 5, г) с обрывом двух призонных болтов крепления верхней и нижней крышек показывают, что ротор при обкате двигался по конической траектории с вершиной конуса в центре заднего под-

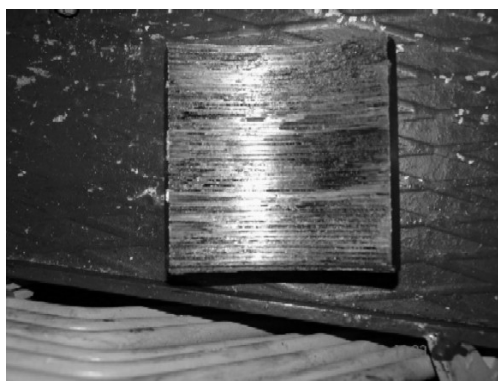
шипника. Причина аварии – неправильная сборка переднего сегментного подшипника, вызвавшая заклинивание колодок, срабатывание фрикционного слоя, а затем стальных буртов корпуса подшипника, установленных с зазором 0.7 мм, полное выплавление баббитового слоя 1.5 мм с развитием в последующем обката и значительных амплитуд колебаний всей амортизированной установки.



а



б



в



г

Рис. 5. Повреждения ротора и подшипников ТА (2006 г.), имевшего средства нарушения ликвидационного процесса:

- а – натирывы бандажей рабочих лопаток по дуге $< 150^\circ$;
- б – повреждения поверхности передней шейки ротора турбины;
- в – повреждения поверхности колодок переднего сегментного подшипника;
- г – натирывы на баббитовом слое заднего подшипника

Следует иметь в виду, что эксплуатация установки длительное время осуществлялась с явным нарушением ограничений, как по вибрации, так и контролируемым параметрам подшипников и только при угрожающем развитии явления обката установка была отключена.

Авария показательна по своему развитию, особенно переходом к значительным возбуждающим

колебаниям силам, что является характерным признаком начала ликвидационного процесса. Наличие амортизирующих устройств не позволило аварии перерасти в её катастрофическую фазу, что подтверждает безопасность конкретного типа ТА в условиях возможного развития ликвидационного процесса.

Аналогичное нарушение ликвидационного процесса наблюдалось ещё на одной установке этого

типа, где причиной развития обката стало не соблюдение технологии останова ТА и приобретение значительной неуравновешенности ротора. Пуск установки с неуравновешенным ротором привел к вынужденным колебаниям ротора с задеваниями о статор и развитию ликвидационного процесса с амплитудами вибрации, исчисляемыми в мм. Аварийная остановка ТА по высокому уровню вибрации привела к незначительным повреждениям и позволила восстановить ротор, получивший прогиб 0,24 мм.

Существует и другая альтернатива обеспечения надёжности ТА с некоторой долей его величества случая:

- грамотно конструировать (но не всегда это возможно, если есть ещё скрытые физические явления с возможностью проявления не до конца изученных системных эффектов, определяемых нелинейностями и параметрическими зависимостями на различных режимах эксплуатации, а тем более с появлением и развитием аварийной ситуации);

- эксплуатировать без поломок деталей и без нестационарных воздействий (здесь вопросов ещё больше, начиная с соблюдения требований руководства по эксплуатации);

- ограничить продление ресурса эксплуатации ответственных узлов установки.

В этом альтернативном, «казалось бы продуманном», подходе, что-то, как показывает опыт, всё равно придётся отдать на волю случая. Это явно недопустимо при конструировании ответственных агрегатов. Тем более что обеспечение промышленной безопасности для тепловых электростанций утверждается как одно из основных положений Концепции технической политики ОАО РАО «ЕЭС России» [10].

Литература

1. Позняк Э.Л. Крутильный удар в валопроводе при внезапной и сильной разбалансировке // *Машиноведение*. – 1987. – № 5. – С. 66-74.
2. Шатохин В.Ф. Циммерман С.Д. Разработка системы предотвращения катастроф агрегатов. Ч. 1.

Анализ катастрофических аварий и постановка задачи // *Авиационно-космическая техника и технологии*. – 2005. – № 10(26). – С. 19-31.

3. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы / И.Ш. Загретдинов, А.Г. Костюк, А.Д. Трухний, П.Р. Должанский // *Теплоэнергетика*. – 2004. – № 5. – С. 5-15.

4. Шатохин В.Ф. Некоторые предложения по предотвращению катастроф, связанных с разрушением турбоагрегатов // *Вестник машиностроения*. – 2007. – № (в печати).

5. Шатохин В.Ф. Расчётное определение динамических характеристик многоопорных валопроводов мощных турбоагрегатов на фундаменте: Дис. ... канд. техн. наук. – М.: МЭИ, 1972. – 167 с.

6. Шатохин В.Ф. Влияние типа связи на динамические характеристики амортизированного оборудования при нестационарном кинематическом воздействии // *Вестник машиностроения*. – 2005. – № 2. – С. 26-30.

7. Вирченко М.А., Левченко Е.Б., Аркадьев Б.А. Коррозионная усталость рабочих лопаток // *Энергетика*. – 1997. – № 6. – С. 32-36.

8. Шатохин В.Ф. Циммерман С.Д. Колебания ротора турбоагрегата при нестационарном кинематическом воздействии. Метод расчёта // *Авиационно-космическая техника и технологии*. – 2006. – № 8(34). – С. 57-68.

9. Шульженко Н.Г., Воробьев Ю.С. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат – фундамент. – К.: Наук. думка, 1991. – 230 с.

10. Концепция технической политики ОАО РАО «ЕЭС России» // *Электрические станции*. – 2005. – № 10. – С. 2-19.

Поступила в редакцию 23. 04.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.Л. Лукашенко, Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана, Калуга.

УДК 621.438 : 621.515

В.А. ШКАБУРА, С.И. ПШЕНИЧНЫХ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ ВАРИАНТОВ ПРИМЕНЕНИЯ ТУРБОКОМПРЕССОРА НОВОГО ТИПА В ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НА ОБЩИХ ОПОРАХ КАЧЕНИЯ**

Рассмотрены варианты совершенствования газотурбинных двигателей с помощью турбокомпрессора с общим рабочим колесом для повышения температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре в целях увеличения их эффективности с использованием усовершенствованной математической модели газодинамических процессов в турбомашине.

турбокомпрессор с общим рабочим колесом, газотурбинный двигатель, схема двигателя, турбомашин, температура газа перед турбиной, степень повышения давления в компрессоре, математическая модель, дифференциальные уравнения, коэффициент объёмной эффективности

Введение

Известно, что основными направлениями развития двигателей является повышение их параметров работы цикла и эффективности происходящих в них процессов. Так как традиционные подходы во многом себя уже исчерпали, то серьёзные сдвиги в этом направлении возможны лишь при использовании новых технических решений и технологий. Например, в двигателях с высокой суммарной степенью повышения давления и небольшой мощностью использование только осевых компрессоров в газогенераторе вследствие слишком малых размеров лопаток последних ступеней оказывается невозможным, и появляется необходимость применения замыкающей центробежной или другого типа ступени вместо нескольких осевых [1, 2].

1. Формулирование проблемы

Таким образом, для существенного повышения эффективности работы ГТД и расширения их возможностей необходимо не только совершенствовать традиционные типы турбомашин, но и на основе всестороннего анализа применять новые технические решения и проводить их оптимизацию. Для этого нужно выработать критерии выбора типа турбомашин и разрабатывать более детальные мате-

матические модели процессов, происходящих в элементах ГТД. Актуальным является также вопрос выбора схемы проточной части (формы меридионального сечения) компрессора двигателя в зависимости от расхода воздуха и назначения ГТД, особенно для двигателей небольших мощностей [2, 4].

2. Решение проблемы

Как было сказано выше, для дальнейшего существенного развития ГТД необходимо искать и использовать новые и перспективные технические решения. Например, расчётные исследования турбокомпрессоров с общим рабочим колесом (ТКО) позволили выявить оптимальную геометрию проточной части и определить целесообразность их использования в газотурбинных двигателях [4, 5]. Однако для рационального использования ТКО в газотурбинных двигателях, как и других типов турбомашин, необходимо выработать критерии выбора типа турбомашин в зависимости от условий работы двигателя. Одним из таких критериев может служить коэффициент объёмной эффективности

$$K_{EQ} = \frac{N_{подв} \eta_n}{\rho V \omega u^2}, \quad (1)$$

где $N_{подв}$ – подводимая мощность, Вт; η_n – полный КПД машины; ρ – плотность газа на входе,

кг/м³; V – объём, занимаемый машиной, м³; ω – угловая скорость рабочего колеса (РК) машины, с⁻¹; u – окружная скорость на среднем радиусе РК, м/с.

Из рис. 1 видно, что для каждого значения объёмного расхода воздуха один из типов компрессоров имеет наибольшую эффективность.

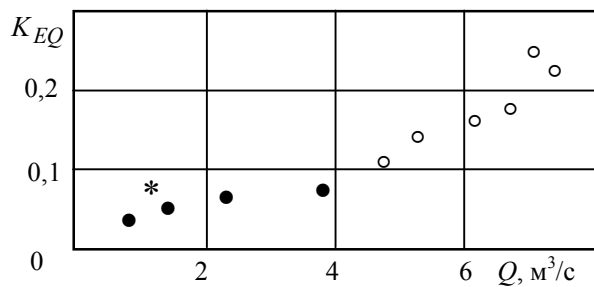


Рис. 1. Сравнение различных типов ступеней компрессоров: о – осевая; • – центробежная; * – компрессорная часть ТКО

В компрессоре двигателя по мере сжатия воздуха его плотность возрастает, следовательно, объёмный расход уменьшается, и наиболее эффективными становятся центробежные компрессоры, а при ещё более низких объёмных расходах (менее 1,5 м³/с) в качестве последней ступени компрессора – турбокомпрессоры с общим рабочим колесом. Для экспериментальной проверки эффективности работы ТКО спроектирован малоразмерный демонстрационный газотурбинный двигатель со взлётной тягой 100 Н, конструктивная схема которого показана на рис. 2.

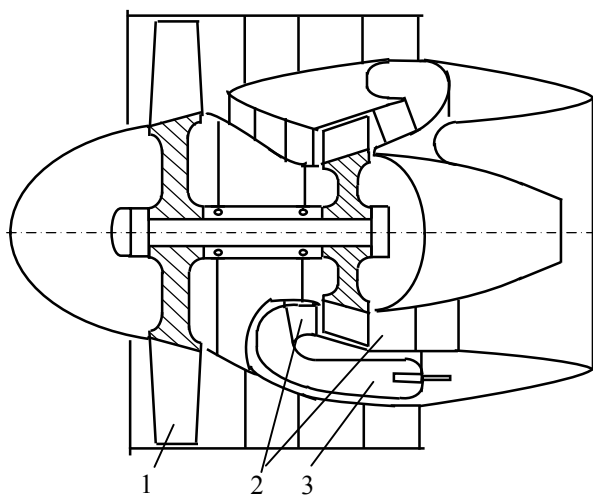


Рис. 2. Схема газотурбинного двигателя с ТКО:
1 – вентилятор; 2 – турбокомпрессор (ТКО);
3 – камера сгорания

Чтобы не усложнять устройство подшипникового узла, первую модель двигателя планируется изготовить с упрощённой системой смазки. Поэтому обороты ротора ограничены 39 тыс. об/мин.

Согласно проведенным проработкам данную схему ГТД целесообразно применять для двигателей малой мощности, где необходима простота конструкции и невысокая стоимость изготовления.

В более крупных двигателях, где одно из основных требований – высокая эффективность, ТКО целесообразно применять в качестве последней ступени компрессора и первой ступени турбины (рис. 3). Это позволяет увеличить степень повышения давления в компрессоре π_k^* и температуру газа перед турбиной T_2^* и тем самым увеличить эффективность работы ГТД [3, 4].

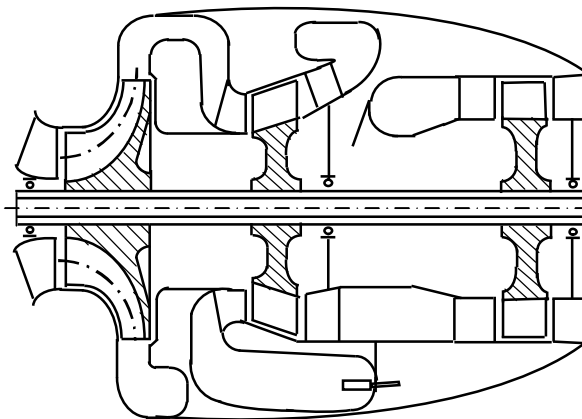


Рис. 3. Схема размещения ТКО в полноразмерном газотурбинном двигателе

Так как лопатки ТКО периодически работают в компрессорной и в турбинной частях, то средняя температура газового потока возле лопаток значительно ниже [4], чем перед обычной турбиной. А если найти коэффициенты теплоотдачи в компрессорном α_k и турбинном α_2 режимах работы лопаток РК, то их среднюю температуру можно вычислить по формуле

$$\bar{T}_l \approx \frac{T_k \tau_k \alpha_k + T_2 \tau_2 \alpha_2}{\tau_k \alpha_k + \tau_2 \alpha_2}, \quad (2)$$

где T_k, T_2 – температура воздуха после компрессора

и соответственно газа перед турбиной; τ_k, τ_z – продолжительность периодов работы лопаток РК в компрессорной и турбинной частях.

В целях повышения эффективности работы ГТД с расходом воздуха $G_a = 1,5 \dots 2,5$ кг/с были проведены расчётные исследования вариантов схем компрессоров малоразмерных ГТД [2]. В качестве исходного варианта выбран двигатель АИ-450. Его основные параметры имеют следующие значения:

$$\pi_k = 7,63; \quad \eta_k = 0,78; \quad T_z = 1350 \text{ К}; \quad \eta_{mk} = 0,82; \\ N_e = 465 \text{ л.с.}; \quad c_e = 0,277 \text{ кг/(л.с.} \cdot \text{ч)}.$$

В результате исследований компрессора выяснилось, что он довольно перегружен, и поэтому для достижения $\pi_k^* = 9 \dots 12$ с КПД компрессора $\eta_k^* = 0,8 \dots 0,82\%$ необходимо применять двухступенчатый центробежный компрессор, а для обеспечения работы ГТД при температуре $T_z^* = 1500 \dots 1600$ К целесообразно с центробежной ступенью использовать ТКО (рис. 3).

Модернизация двигателя АИ-450 с помощью ТКО позволила разгрузить центробежный компрессор и увеличить его КПД: $\pi_{k1} = 5,0$; $\eta_{k1} = 0,846$.

В результате газодинамического расчёта ТКО в составе двигателя получены следующие параметры:

- в компрессорной части: $\pi_{k2} = 2,4$; $\eta_{k2} = 0,82$;
- в турбинной части $\pi_{m1} = 2,24$; $\eta_{m1} = 0,815$.

Таким образом, достигнуто $\pi_k^* = 12$; $\eta_k^* = 0,81$.

Вследствие периодичности работы лопаток РК ТКО увеличена температура газа перед турбиной $T_z = 1525$ К; $\eta_{mk2} = 0,84$; $\pi_{mk2} = 1,46$.

В итоге $N_e = 684$ л.с.; $c_e = 0,212$ кг/(л.с. · ч).

Определение эффективности работы ТКО и других турбомашин проводилось с помощью разработанной математической модели 1. Данная модель представляет собой методику одномерного установившегося течения газа в гидравлическом прибли-

жении. Для расчёта потерь механической энергии газа в канале рабочего колеса используется подход, который принят для решёток турбомашин [5 – 7]:

$$\zeta_{PK} = \zeta_{tr} + \zeta_{kr} + \zeta_{конц} + \zeta_{крив} + \zeta_{диф}, \quad (3)$$

где ζ_{tr} – коэффициент потерь трения; ζ_{kr} – коэффициент кромочных потерь; $\zeta_{конц}$ – коэффициент концевых потерь; $\zeta_{крив}$ – коэффициент, учитывающий потери энергии из-за кривизны канала; $\zeta_{диф}$ – коэффициент, учитывающий изменение площади канала.

В модели 1 учитывается влияние пограничного слоя и геометрические особенности проточной части канала не только на величину потерь механической энергии, но и на характер течения:

$$F_k = F_{кан} K_\delta K_{geom}, \quad (4)$$

где $F_{кан}$ – площадь поперечного сечения канала, м²; K_δ – коэффициент, учитывающий загромождение проточной части канала пограничным слоем; K_{geom} – коэффициент, учитывающий геометрические особенности проточной части канала.

Учёт влияния ряда факторов на коэффициент мощности μ [1] проводится путём введения дополнительных поправочных коэффициентов

$$\mu_k = \mu K_s K_\tau K_L, \quad (5)$$

где K_s – коэффициент, учитывающий влияние величины зазора между корпусом и лопатками; K_L – коэффициент, учитывающий геометрические особенности лопаток; K_τ – коэффициент нестационарности, зависит от целого ряда параметров, а также взаимного расположения впускных и выпускных каналов ТКО [4].

Для детального расчёта газодинамических процессов в РК ТКО разработана модель 2. В её основу положена система дифференциальных уравнений для одномерного нестационарного потока

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} = -\rho w \frac{\partial \ln A}{\partial x}; \\ \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial x} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{p}{\rho} \frac{\partial \ln A}{\partial x} + f_c; \\ \frac{\partial p}{\partial t} \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho w \left(e + \frac{w^2}{2} \right) + pw \right] = \rho w f_c, \end{cases}$$

где f_c – центробежное ускорение, действующее на элементарный объём газа; e – внутренняя энергия газа; A – площадь сечения канала. Для замыкания системы уравнений использовано уравнение состояния газа $p = \rho RT$.

Система уравнений решается с начальными условиями, которые получены с помощью модели 1. Расчёт по модели 2 позволяет уточнить значения коэффициента K_τ и потери мощности N_ε , связанные с периодичностью работы лопаток РК ТКО, а также оптимизировать расположение подводящих и отводящих к нему каналов.

Заключение

Итак, проведенные исследования показали, что ТКО благодаря особенностям его работы и устройства способен существенно повысить эффективность работы газотурбинных двигателей, особенно малоразмерных ГТД. И хотя КПД в отдельности полноразмерной турбинной и компрессорной ступеней выше, чем турбинной и компрессорной частей ТКО, однако его использование в составе двигателя позволяет повысить температуру газа перед турбиной до 300° и тем самым увеличить удельную мощность и уменьшить удельный расход топлива ГТД.

Исследования показали, что новый тип турбокомпрессоров и традиционные турбомшины целесообразно применять на общих опорах качения ГТД, так как турбинная часть ТКО, как правило, имеет избыток мощности, который целесообразно использовать в компрессоре для повышения общего π_k^* .

В малоразмерных двигателях типа АИ-450 ТКО позволяет разгрузить центробежный компрессор и увеличить его КПД и общую степень повышения давления. При подборе типа турбомшины для ГТД предлагается в качестве критерия выбора применять коэффициент объёмной эффективности, так как он учитывает основные параметры её эффективности.

Литература

1. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 432 с.
2. Кулагин В.В. Теория, расчёт и проектирование авиационных двигателей и энергетических установок: Кн.3. Основные проблемы. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с.
3. Патент України №61913. Турбокомпресор і спосіб його роботи. МКИ⁷ F02C6/12, F04D17/00.
4. Шкабура В.А. Исследование возможности применения турбокомпрессора с общим рабочим колесом в газотурбинных двигателях // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – № 2. – С. 39-41.
5. Шкабура В.А. Результаты исследований схем движения газовых потоков в турбокомпрессоре с общим рабочим колесом применительно к газотурбинному двигателю // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 8/24. – С. 143-145.
6. Шкабура В.А. Особенности теории расчёта турбокомпрессоров с общим рабочим колесом // Авиационно-космическая техника и технология. – 2003. – № 41/6. – С. 74-76.
7. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.

Поступила в редакцию 6.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 629.7.036 : 539.4

Ю.А. ЗЕЛЁНЫЙ, Р.Р. КЛИМИК, А.В. КРЫЛИК

Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», Украина

ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ОПОР ТУРБИНЫ ГАЗОТУРБИННЫХ ПРИВОДОВ

Рассмотрены результаты анализа температурного состояния задней опоры турбины ГТП Д-336 и его модификаций. Изложены результаты работ, направленных на улучшение ее работоспособности.

газотурбинный привод, опора турбины, температурное состояние, масляная полость, коксообразование, лакообразование, динамика температур, нормальный останов, аварийный останов, работоспособность

Введение

Во многих энергоёмких производствах широкое применение получила газотурбинная техника в виде приводов для электро- и газоперекачивающих станций [1].

Одним из видов такой техники стали газотурбинные приводы, созданные на базе авиационных газотурбинных двигателей (ГТД). Достоинством таких двигателей являются достаточно высокие значения коэффициентов полезного действия и высокие параметры термодинамического цикла [2]. Кроме того, они уже прошли цикл доводки при их создании и в процессе лётной эксплуатации.

Однако, высокие требования по ресурсу, и в связи с особенностью их работы в составе наземных газотурбинных установок, зачастую требуют модернизации отдельных узлов существующей конструкции с целью повышения их работоспособности.

Одними из таких узлов, являются узлы опор турбины и проблема улучшения их температурного состояния для условий эксплуатации в составе ГТП с целью обеспечения их длительной работоспособности в процессе выработки ресурса.

В настоящей работе изложены результаты поиска путей снижения температурного состояния масляной полости опоры СТ газотурбинного привода Д-336-1Т/2Т (и его модификаций).

1. Концепция исследований

Условия работы опор турбин авиационного двигателя при эксплуатации на летательных аппаратах и при эксплуатации в составе газотурбинного привода имеют существенные различия, которые сказываются на их температурном состоянии и работоспособности.

По сравнению с ГТП, авиационный двигатель практически не имеет аварийных остановов (АО) с высоких режимов работы, а если такой останов и произошел, то за счет авторотации от набегавшего воздушного потока продолжается продувка, как газового тракта турбины с находящимися там "горячими" венцами рабочих и сопловых лопаток, так и вентиляция полостей вокруг опоры. Воздух, идущий на охлаждение опор, имеет более низкую температуру, поскольку основное время работы авиационных ГТД происходит в высотных условиях, где температура воздуха ниже. За опорой нет металлоёмких горячих конструкций (выхлопных шахт), которые могут влиять на её температурное состояние после останова в процессе естественного охлаждения.

Кроме того, в авиационных двигателях применяются более термостойкие (правда и более дорогие) смазочные масла. Ресурсы и межремонтная наработка в часах у ГТП значительно выше, чем ресурсы авиационных двигателей.

Такие различия отражаются на температурном состоянии и длительной работоспособности деталей опоры турбины при работе двигателя в составе ГТП, способствуют образованию на стенках масляной полости кокса и "лаковых" отложений, которые могут засорять фильтры, попадать на рабочие поверхности подшипников, изменять проходные сечения трубопроводов системы смазки и суфлирования.

2. Содержание работы

ГТП Д-336-1Т/2Т, создан на базе авиационного турбовального двигателя Д-136, который является силовой установкой тяжелого транспортного вертолета Ми-26.

При проведении регламентных работ ГТП через каждые 2000 часов, замечено появление частиц кокса на термостружко сигнализаторах (ТСС). При разборке и дефектации таких двигателей, в масляной полости опоры свободной турбины (СТ) в верхней части замечено коксообразование. Конструктивная схема опоры СТ и расположение точек замера представлена на рис. 1.

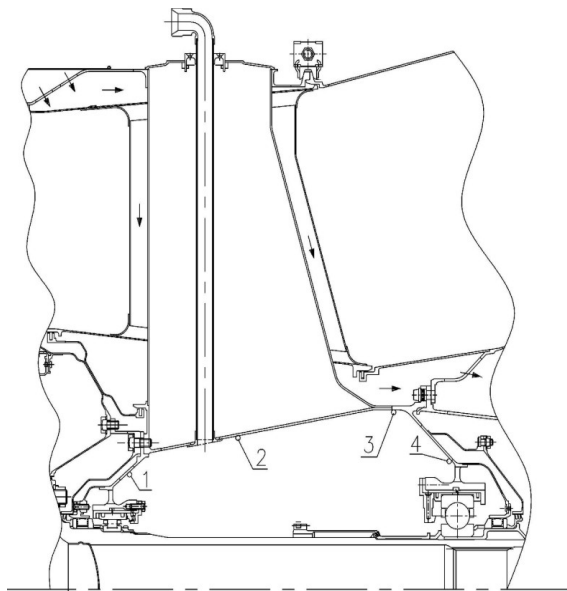


Рис. 1. Конструкция и схема препарирования масляной полости опоры СТ

С целью выяснения причин такого явления было выполнено термометрирование стенок масляной

полости опоры термомпарами по специальной программе.

В результате проведенного термометрирования получено температурное состояние внутренних стенок масляной полости опоры СТ на основных режимах работы ГТП и динамика изменения температуры стенок полости в процессе естественного охлаждения после нормального (НО) и аварийного (АО) остановов газотурбинного привода. Температуры стенок масляной полости на основных режимах работы ГТП имеют разные значения и изменение температуры в процессе охлаждения протекает по разному. Более высокая температура наблюдается в верхней части полости, более низкая в нижней, где всегда присутствует масляная "ванна".

Изменение температур масляной полости, в точках с максимальными и минимальными ее значениями, в процессе естественного охлаждения при нормальном и аварийном остановах приведены на рис. 2.

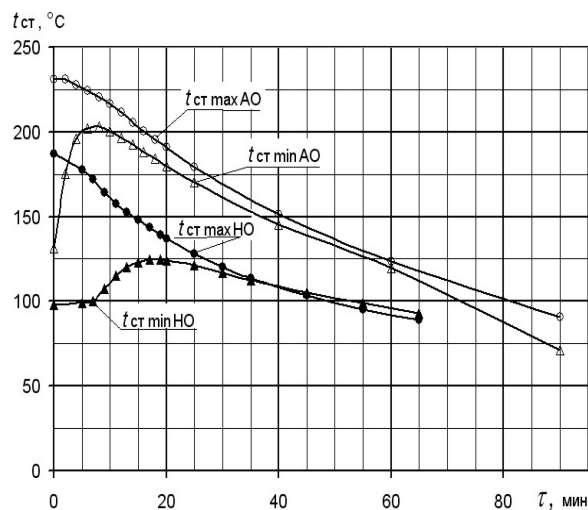


Рис. 2. Тепловое состояние стенок масляной полости опоры СТ и его изменение в процессе охлаждения

3. Результаты исследований

По результатам термометрирования, на номинальном режиме работы ГТП замеренная температура стенок масляной полости находится в пределах 85...230 $^\circ\text{C}$. Более низкие температуры получены на

стенке в нижней части масляной полости, где всегда есть масляная "ванна", высокие – в верхней, где имеется наличие только капель и паров масла, уходящих в систему суфлирования. Из-за особенностей конструкции корпуса опоры СТ и выхлопной системы температура поверхности стенки полости в верхней части неравномерная и находится в пределах 104...230 °С. Самые высокие температуры стенки масляной полости получены в месте наиболее близко расположенном к горячим деталям системы выхлопа в верхней части масляной полости.

При нормальном останове температура стенки масляной полости с максимальным значением (188 °С на режиме холостого хода) в процессе естественного охлаждения снижается, а районы стенок с более низкой температурой (95 °С на режиме холостого хода) нагреваются через 16 минут до 125 °С, и не превышают максимальных температур на номинальном режиме. Через 40 минут естественного охлаждения температуры стенок полости выравниваются и снижаются до уровня 110 °С и продолжают снижаться дальше.

В процессе аварийного останова (АО), без охлаждения ГТП на низких режимах, температуры стенки в горячих местах сразу снижаются. Холодные места с температурой 130 °С через 8 минут естественного охлаждения нагреваются до температуры 210 °С, и через 40 минут естественного охлаждения все температуры стенок полости выравниваются и снижаются до уровня 150 °С, что выше, чем при нормальном останове. Результаты термометрирования указывают на то, что на стенке масляной полости есть участки с высокой температурой. Связано это с особенностью охлаждения и конструкции опоры и системы выхлопа.

Для улучшения температурного состояния стенок масляной полости были предложены и проверены испытаниями мероприятия, а именно:

- термоизоляция масляной полости;

- продувка стоек корпуса опоры СТ воздухом от постороннего источника (заводская магистраль);

- местное охлаждение стенки полости маслом.

Температурное состояние масляной полости опоры СТ с мероприятиями по её улучшению приведено на рис. 3.

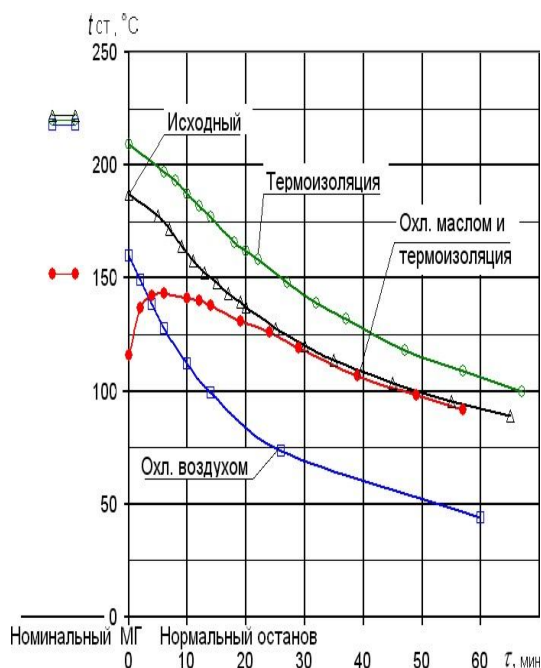


Рис. 3. Тепловое состояние стенок масляной полости опоры СТ с мероприятиями по его снижению (температуры максимальные)

Анализ температурного состояния стенок масляной полости в точках измерения на номинальном режиме работы ГТП и динамика ее снижения в процессе естественного охлаждения после нормального останова (НО) указывает на то, что:

- введение термоизоляции масляной полости приводит к незначительному снижению температуры стенки на номинальном режиме работы ГТП (на 5...15 °С), увеличению её температуры на режиме холостого хода, ($\approx$ на 25 °С), а темп естественного охлаждения остается таким же как и при исходной конструкции опоры, но с превышением на 20...25 °С;

- введение продувки стоек корпуса опоры СТ воздухом от постороннего источника в течении всего времени работы ГТП и после нормального останова, приводит к незначительному, соизмеримому с

эффектом от термоизоляции, снижению температуры стенки масляной полости на номинальном режиме ($\approx$ на 10 °С), к более низкой температуре на режиме холостого хода ($\approx$ на 28 °С) и более интенсивному охлаждению опоры после нормального останова (НО) ГТП;

– мероприятия по охлаждению горячих мест на стенках масляной полости маслом (совместно с термоизоляцией) приводит к значительному ($\approx$ на 90 °С) снижению температуры стенки на номинальном режиме, снижению её температуры на режиме холостого хода ($\approx$ на 75 °С) и повышению температуры стенки (через 3 минуты до 140 °С) после выключения ГТП в процессе естественного охлаждения. Далее, в следствие прекращения подачи масла, динамика температур при охлаждении совпадает с динамикой температур при охлаждении опоры исходной конструкции.

При всех испытаниях сравнение и анализ производился по замеренным температурам в результате эксперимента. При переборках двигателя между испытаниями, из-за трудностей установки и вывода большого количества термодатчиков из масляной полости, производилась их перестановка с более "холодных" мест в более "горячие" для получения более достоверной информации о "горячих" местах.

На основании анализа проведенных работ (рис. 3), наиболее весомое улучшение температурного состояния опоры СТ получено при ее дополнительном местном охлаждении маслом.

Хорошие результаты показало мероприятие с охлаждением опоры воздухом от постороннего источника в процессе останова ГТП и его охлаждения.

Реализация такого охлаждения возможна при наличии источника воздуха на станциях в реальной эксплуатации.

Заключение

Проведенный комплекс работ по анализу температурного состояния масляной полости опоры СТ ГТП Д333-1Т/2Т и влиянию на него предлагаемых мероприятий, позволил найти и выбрать вариант, дающий наибольший положительный эффект по её снижению в условиях эксплуатации двигателя в составе наземной газотурбинной установки.

Таким вариантом является вариант с дополнительной подачей масла для охлаждения стенок масляной полости опоры.

Выбранные мероприятия можно рекомендовать для внедрения в профиль ГТП и базовый двигатель Д-136.

Авторы статьи благодарят инженера-исследователя Дорджиева Михаила Владимировича и всех сотрудников ЭИК ГП "Ивченко-Прогресс", принимавших участие в испытаниях.

Литература

1. Крайнов В.К., Салихов А.А. Повышение эффективности энергопроизводства // Теплоэнергетика. – 1997. – № 11. – С. 26-30.
2. Гарковский А.А., Чайковский А.В., Лавинский С.И. Двигатели летательных аппаратов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

Поступила в редакцию 7.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Н. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 536.24

Н.М. ЦИРЕЛЬМАН, Ю.В. ЕГОШИН*Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ МАСЛЯНОЙ СИСТЕМЫ ГТД**

Статья содержит описание и математическую модель расчета изменения во времени теплового состояния масляной системы на стационарном и переходном режимах работы газотурбинного двигателя (ГТД).

ГТД, масляная система, тепловой поток, температура, прокачка масла, опора двигателя, насос**Введение**

На современных ГТД применяются циркуляционные системы смазки, когда масло движется по замкнутому контуру, многократно используя для смазки и охлаждения узлов трения двигателя [1]. При этом количество масла, находящееся в системе, непрерывно уменьшается. Главным образом это обусловлено выбросом масла в атмосферу через систему суфлирования. Такая проблема возникает по следующей причине. Необходимо предотвратить выброс масла через уплотнения масляных полостей в газовоздушный тракт двигателя. Попадая в зону высоких температур масло, сгорит, и продукты его окисления через систему поддува попадут в кабину летчика, что может привести к катастрофе. В целях предотвращения такой возможности на уплотнениях масляных полостей создается обратный перепад давления воздуха, препятствующий перетеканию масла из полости опоры. Для этого масляная полость через систему суфлирования сообщается с атмосферой. Однако под действием перепада давления в полость опоры попадает воздух. Захватывая пары масла, он из опоры направляется в суфлер. Крупные частички масла осаждаются в суфлере и возвращаются в маслобак, а мелкие уносятся с воздухом в атмосферу.

В связи с выше изложенным полезно оценить влияние изменения количества масла, циркулирующего в масляной системе во время полета летатель-

ного аппарата на ее тепловое состояние. Кроме того, эта задача интересна и с точки зрения определения влияния уровня заливки масла в бак перед полетом на тепловое состояние масляной системы, с целью улучшения весовых характеристик двигателя.

1. Определение теплового состояния масляной системы ГТД

Влияние количества масла, циркулирующего в двигателе, качественно отличается для случаев работы ГТД на стационарном или переходном режиме. Рассмотрим каждый из них отдельно.

1.1. Стационарный режим работы двигателя.

В этом случае тепловое состояние масляной системы определяется равенством количеств тепла воспринятым маслом при движении по системе и отданным в топливомасляном агрегате (ТМА).

Количество тепла воспринимаемое маслом складывается из подогрева:

- на линии нагнетания;
- в опорах двигателя;
- в коробках передач и агрегатов;
- на линии откачки;
- в нагнетающих и откачивающих насосах.

Тепловой поток в масло в каждом из этих случаев определяется существующим процессом стационарной теплопередачи, который является функцией конструктивных особенностей, параметров источников тепловыделений и режима течения мас-

ла. Отсюда можно сделать вывод, что количество тепла, воспринимаемого маслом, не зависит от его количества, находящегося в системе.

Такой же самый результат имеет место и для процесса охлаждения масла топливом. Это следует из рассмотрения баланса энергии в ТМА, который для установившегося случая может быть записан [2]:

$$\begin{aligned} Q &= m_m c_{p,m} (t_{ex,m} - t_{вых,m}); \\ Q &= m_m c_{p,m} (t_{вых,m} - t_{ex,m}); \\ Q &= kF\theta, \end{aligned} \quad (1)$$

где Q – тепловой поток; m – массовый расход; c_p – удельная изобарная теплоемкость; t_{ex} – температура теплоносителя до начала процесса теплопередачи; $t_{вых}$ – температура теплоносителя после окончания процесса теплопередачи; k – коэффициент теплопередачи; F – площадь теплообменной поверхности; θ – среднелогарифмический перепад температур.

Отсюда можно сделать вывод, что без учета влияния подогрева масла в баке тепловое состояние масляной системы на стационарных режимах работы двигателя не зависит от уровня заливки масла в бак.

1.2. Переходный режим работы двигателя. В этом случае процессы подогрева-охлаждения масла при его движении по системе определяются законами нестационарной теплопередачи. Для оценки влияния количества масла циркулирующего по системе на ее тепловое состояние воспользуемся приемом, изложенным в [3].

Разобьем непрерывный во времени процесс нагрева-охлаждения масла в системе на отдельные циклы, длительность которых определяется временем τ_u , в течении которого все масло, находящееся в системе, совершит 1 кругооборот по масляной магистрали

$$\tau_u = \frac{V}{q}, \quad (2)$$

где V – объем масла; q – объемная прокачка.

Примем, что в течение времени цикла режим работы двигателя квазистационарен. При этом гладкие кривые изменения во времени параметров источников подогрева масла заменяются ступенчатыми. В этом допущении можно подсчитать изменения температуры масла при его движении по системе за время τ_u . Для конкретности рассмотрим масляную систему короткоресурсных двигателей.

Пусть с температурой t_1^i масло поступает в двигатель. Подогрев масла на линии нагнетания довольно незначителен ($\Delta t_1^i \leq 10^\circ \text{C}$), поэтому им можно пренебречь. Тогда с температурой $t_2^i \approx t_1^i$ масло подается для смазки подшипников. Величину подогрева масла в подшипнике (Δt_2^i) можно подсчитать по методикам В.М. Демидовича [4]. Из подшипника масло с температурой t_3^i разбрызгивается на стенки корпуса опоры. Предварительно оно соприкасается с воздухом, суфлирующимся через уплотнения вала. Учитывая, что размеры капель масла, вылетающих из подшипника, находятся в пределах $10 \div 20$ мкм, допустим, что при этом происходит идеальное «тепловое смешение» и температура масла, попадающего на корпус, может быть определена из уравнения теплового баланса:

$$t_x^i = \frac{\sum t_j m_j c_{p,j}}{\sum m_j c_{p,j}}. \quad (3)$$

Величину подогрева масла при течении по стенкам корпуса опоры определим с учетом следующих предположений:

1. Течение масляной пленки безинерционно и развивается под действием взаимно уравновешивающихся сил тяжести и вязкостного трения.
2. Масло разбрызгивается во все стороны равномерно и в полном объеме его расхода.

Отсюда толщина масляной пленки δ и коэффициент теплоотдачи α в любом сечении могут быть записаны:

$$\delta_m = \sqrt[3]{\frac{3mv}{2\rho g\Pi}}, \quad (4)$$

где v – коэффициент кинематической вязкости; ρ – плотность, кг/м³; g – ускорения свободного падения, м/с²; Π – периметр;

$$\alpha_m = \frac{\lambda}{\delta_m}; \quad (5)$$

где λ – коэффициент теплопроводности.

Алгоритм проведения расчета таков. Корпус опоры разбивается на k частей плоскостями, расположение которых определяется центральным углом φ_j

$$\varphi_j = \frac{2\pi}{k} j. \quad (6)$$

На каждой j -й площадке принимается постоянной толщина пленки масла δ и коэффициент теплоотдачи для масла. Распространение тепла через стенку корпуса опоры принимается как в неограниченной пластине при граничных условиях 3-го рода для случая стационарной теплопередачи. Таким образом, температура масла стекающего с j -й площадки определится из решения следующей системы уравнений:

$$\begin{aligned} Q &= \alpha_{\text{в}}(t_{\text{в}} - t_o)F_j; \\ Q &= \lambda(t_o - t_m)F_j/\delta_c; \\ Q &= \alpha_m \left(t_m - \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вых}}}{2} \right) F_j; \\ Q &= m_m c_{p\text{м}}(t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}), \end{aligned} \quad (7)$$

где $t_{\text{в}}$, t_o и t_m – температуры воздуха, поверхности корпуса опоры со стороны окружающего воздуха и масла соответственно.

Последовательно производя расчет изменения температуры масла при его течении по стенкам корпуса опоры от 1-й площадки и до k -й, получим температуру масла на выходе из опоры.

Выходящее из опор масло по линии откачки направляется в ТМА. Из-за отсутствия данных по структуре масловоздушных потоков, движущихся по трубам откачки, и их теплофизическим свойст-

вам подогрев масла на линии откачки не определяется ($\Delta t_5^i = 0$).

Полагаем, что перед ТМА происходит смешение масляных потоков, выходящих из опор и трансмиссии. Установившаяся температура смеси определяется с учетом допущения об идеальном «тепловом смешении», т.е. может быть подсчитана по формуле (3).

Необходимые для этого расчета величины температур масла на выходе из коробок передач и агрегатов определяются с учетом следующего упрощения.

Источниками тепловыделений в масло являются только тепловая энергия, выделяющаяся при трении в зубчатых передачах и подшипниках опор и избыточное теплосодержание воздуха, суфлирующегося через полости коробок.

Поэтому температура масла может быть подсчитана аналогично (3) с учетом величины механических потерь N :

$$N = \sum_{j=1}^k \left(\frac{N_j}{\eta_u^m \eta_n} - N_j \right), \quad (8)$$

где η_n – коэффициент полезного действия конической зубчатой передачи; η_u – коэффициент полезного действия цилиндрической зубчатой передачи; m и n – количество соответственно цилиндрических и конических зубчатых пар, передающих крутящий момент от входного вала коробки до вала j -го агрегата.

Произведя расчет процесса охлаждения масла в ТМА, согласно (1) получим температуру масла в баке t_7^i . На этом расчет i -го цикла нагрева-охлаждения масла заканчивается.

Последовательно проводя подобные расчеты, получим картину изменения во времени теплового состояния масляной системы во время переходного режима работы двигателя. При этом исходной для расчета $i+1$ -го цикла нагрева-охлаждения масла

является температура $t_1^{i+1} = t_7^i$, полученная в i -ом цикле расчета.

По данной методике, представленной в виде программы на языке Delphi 7, было рассчитано изменение во времени теплового состояния масляной системы одновального ГТД во время запуска двигателя при различных уровнях заливки масла в бак. Полученные результаты иллюстрируются графиками рис. 1 – 3.

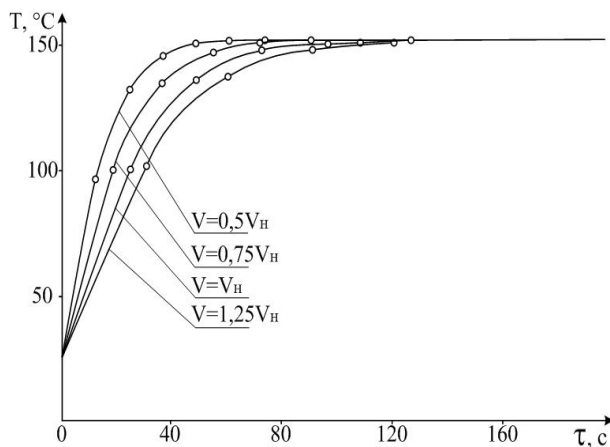


Рис. 1. Изменение во времени температуры масла на выходе из передней опоры

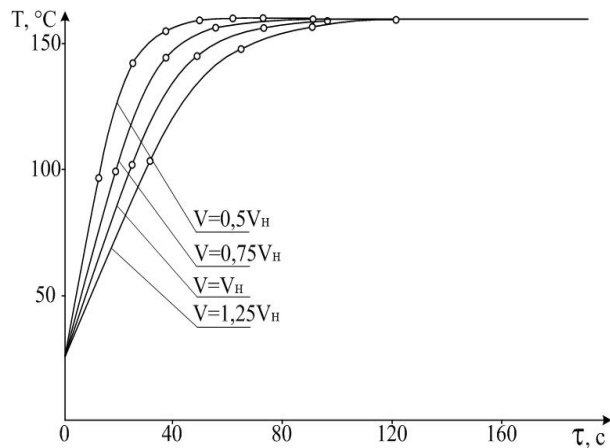


Рис. 2. Изменение во времени температуры масла на выходе из средней опоры

Как следует из рассмотрения графиков, с выходом на стационарный режим работы двигателя тепловое состояние масляной системы не зависит от уровня заливаемого в систему масла, что подтверждает справедливость вышеприведенных рассужде-

ний. Однако во время выхода на стационарный режим работы наблюдаются расхождения в величинах температур масла достигаемых в системе в одинаковые моменты времени. Это объясняется тем, что с изменением объема циркулирующего в системе масла изменяется его хладоресурс. Поэтому при постоянном притоке тепла к маслу меньший объем прогревается быстрее, а, соответственно, быстрее наступает установившийся режим работы масляной системы по температуре.

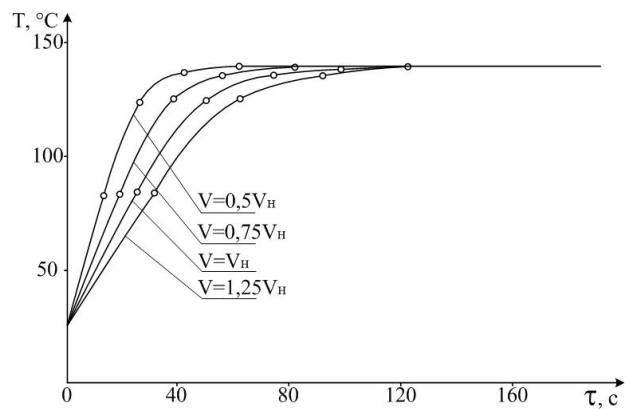


Рис. 3. Изменение во времени температуры масла на выходе из задней опоры

Чтобы оценить качественное влияние заливки масла в бак на тепловое состояние масляной системы был произведен расчет процесса подогрева масла на этапе «горячих» испытаний одновального ГТД. Полученные результаты иллюстрируются графиками, представленными на рис. 4 – 6.

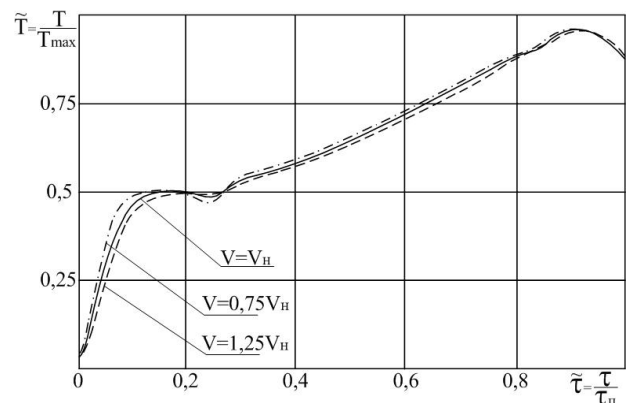


Рис. 4. Изменение во времени температуры масла на выходе из передней опоры

Как следует из рассмотрения графиков, влияние уровня заливки масла в бак на тепловое состояние масляной системы довольно незначительно и его можно не учитывать в расчетах.

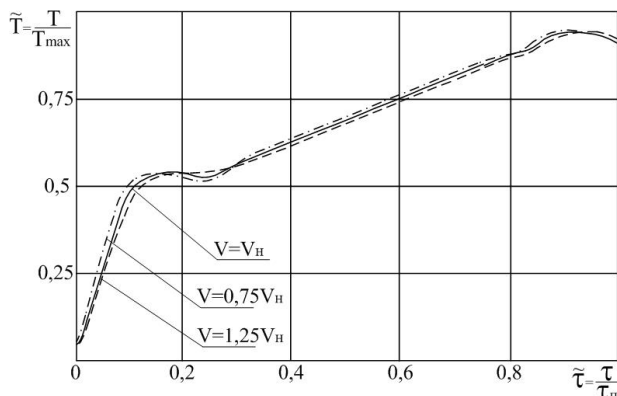


Рис. 5. Изменение во времени температуры масла на выходе из средней опоры

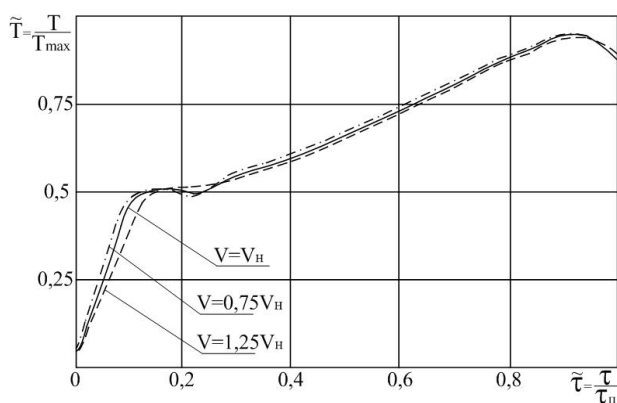


Рис. 6. Изменение во времени температуры масла на выходе из задней опоры

Заключение

1. Разработана программа определения теплового состояния масляной системы ГТД.
2. Из рассмотрения полученных расчетов можно сделать следующие выводы:

– на стационарных режимах работы двигателя тепловое состояние масляной системы не зависит от уровня масла, залитого в бак;

– на переходных режимах работы двигателя в соответствии с количеством масла, находящегося в системе, изменяется и постоянная времени переходного процесса его нагрева, причем эта зависимость – прямая. Однако, наблюдаемые расхождения в уровнях температур, достигаемых при этом, довольно незначительны;

– минимально необходимое количество масла на полет должно выбираться только из условия непрерывности подачи масла к трущимся деталям.

Литература

1. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1981. – 550 с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергия, 1969. – 439 с.
3. Петров П.Г., Цирельман Н.М. Методика расчета изменения во времени теплового состояния масляной системы ГТД // Вопросы теории и расчета рабочих процессов тепловых двигателей: Межвуз. научн. сб. – 1979. – Вып. 3. – С. 95-99 (УАИ).
4. Демидович В.М. Исследование теплового режима подшипников ГТД. – М.: Машиностроение, 1978. – 172 с.

Поступила в редакцию 27.04.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ф.Г. Бакиров, Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа.

УДК 519.252

J. SWIRYDCZUK*Institute of Fluid-Flow Machinery PAS, Gdansk, Poland*

ANALYSING STATOR/ROTOR INTERACTIONS IN ROTATING MACHINES

Stator/rotor interaction in a rotating machine stage is analysed using URANS and VDT codes, the latter taking into account vortex structure of the stator wake. It was shown that despite averaging on the stator/rotor sliding plane, URANS analyses correctly predict real effects of the S/R interaction.

rotating machine, stator/rotor interaction, vortex wake, stochastic process, grid resolution

Introduction

Stator/rotor (S/R) interactions in rotating machine stages and their effect on machine performance have been the object of investigation for decades. Initially the phenomenon was mainly studied experimentally to provide heuristic formulas linking kinetic energy loss attributed to unsteady effects with main stage geometry and flow parameters [1]. In that time the stator wake, the main actor of the S/R interaction, was believed to have the form of a regular band of fluid, without any internal structure, in which continuously decreasing velocity deficit and increased turbulence level were observed. No wake deformation was taken into account. More detailed studies of S/R interactions were only possible after extremely rapid development of computer technology and resultant appearance of computer codes allowing the phenomenon to be studied numerically. Most recent attempts have been made using so-called URANS codes that solve unsteady Navier-Stokes equations in the averaged form proposed by Reynolds for the flow of viscous and compressible fluid in two- or three-dimensional stage geometry. In these analyses the shape and physical parameters of the wake are obtained as part of the solution. At present such an approach is dominating and used in the overwhelming majority of S/R interaction studies.

It is commonly believed that the URANS codes have reached the level of development making it possible to

use them for evaluating quantitative effects of S/R interaction, applicable in designing and evaluating performance of rotating machine stage constructions. However, to be effectively used for these purposes, the S/R interaction results obtained from URANS calculations are to be confronted against the most recent knowledge, collected in experiments, on the stator wake and the course of its interaction with the rotor cascade. The paper discusses two aspects of this knowledge, which are the internal structure of the wake and the loss of its activity during particular stages of the S/R interaction.

1. Vortex model of the stator wake

Standard URANS analyses of the S/R interaction produce the stator wake which has the “classical” form of a regular band of fluid revealing higher turbulence and velocity deficit, without traces of inner structural differentiation. However, experimental examination of stator wakes has delivered data testifying to the presence of regular coherent vortices in the wake [2,3]. Moreover, detailed numerical analyses of flow through the stator cascade alone, which were carried out on grid with sufficiently fine resolution and time step, also resulted in the generation of two rows of vortices arranged in the form of the von Karman vortex street. [4,5]. In this context, a problem of high significance for further S/R interaction studies is to find out whether and how the presence of active vortex structures in the wake af-

fects the pattern of its behaviour known from URANS analyses. This problem is illustrated in Fig. 1 in which the stator wake is shown in two approaches, as a continuous band of fluid, obtained from URANS calculations, and the modified structure recorded using the Vortex Dynamics Theory (VDT).

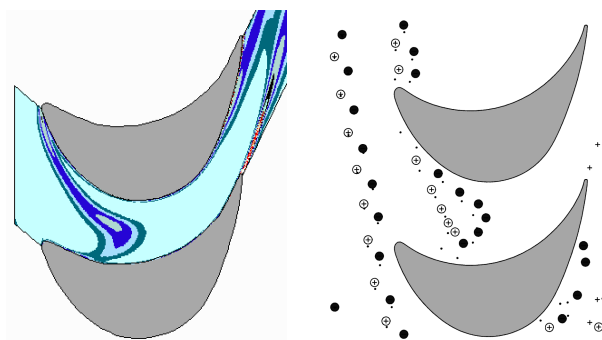


Fig. 1. Instantaneous stator wake pattern in the rotor passage in classical model (left) and that taking into account vortex structure of the wake (right)

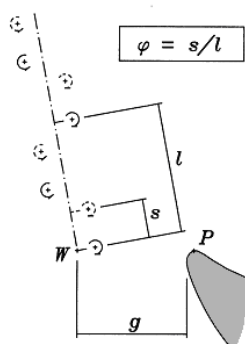


Fig. 2. Instantaneous arrangements of vortices in the wake

First consequence of the vortex structure of the wake is that the S/R interaction begins to reveal stochastic nature. [6]. For the classical model of the wake it is of no importance when the wake is cut off by the rotor

blade – further course of its interaction with the rotor is always the same. On the other hand, when the wake reveals vortex structure, the course of its interaction with the rotor depends - for the same global geometrical, kinetic and thermodynamic parameters - on instantaneous positions of vortices in the wake when it is cut apart by the rotor blade. Since there are no data suggesting otherwise, it should be assumed that the above vortex arrangement is of random nature. This problem is illustrated in Fig. 2, showing two arrangements of wake vortices, displaced with respect to each other by the dimensionless distance $\varphi = s/l$, a measure of relative phase shift of vortices in the wake.

Trajectories of individual wake vortices in their motion through the rotor passage and, as a further consequence, kinetic and dynamic effects of its interaction with the rotor cascade will be different for different values of phase shift φ . That leads to a conclusion that: **different fragments of the same stator wake can behave differently in one and the same rotor passage.** This conclusion is of high importance from the point of view of experimental examination of the S/R interaction, in which a commonly used methodology is to record different realisations of the interaction for different time instants and then reconstructing a general interaction pattern from this material. The above-formulated conclusion says that in this situation we should take into account some inconsistency of the recorded data, connected with the stochastic nature of the interaction resulting from arbitrary phase shifts φ at the cut-off time.

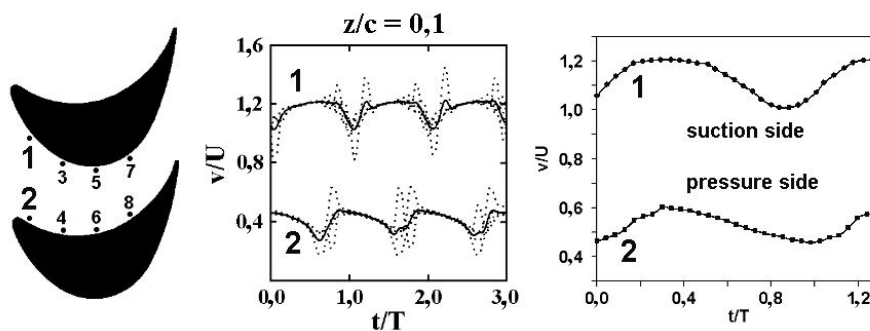


Fig. 3. Velocity fluctuations generated by different realisation of S/R vortex interaction. Left: sketch of rotor passage with marked locations of recording points, centre: VDT results [6], right: experimental results [7]

Sample effects of the above-mentioned stochastic nature of S/R interaction are given in Fig. 3 showing flow velocity fluctuations (related to the flow velocity in front of the stator cascade) at two selected points, point 1 and 2, situated inside the rotor passage close to the rotor passage inlet, $z/c = 0,1$. The central diagram shows time-histories of velocity fluctuations generated by VDT based calculations. Dotted lines represent four individual realisations of the S/R interaction obtained for four different phase shifts, while the continuous line marks the curve resulting from their averaging. The right-hand diagram, based on Ref [7], shows velocity fluctuations experimentally recorded in a model stage rotor having similar geometry and flow characteristics. The experimental curves were obtained by averaging 20 individual realisations. What is noticeable here is good agreement between the averaged curves recorded experimentally and generated by VDT at corresponding points. It is worth mentioning that similar agreement was recorded at all remaining points, 3 through 8, at which experimental data were recorded [6].

Confronting the conclusions resulting from the above analysis with the URANS procedure of calculations, a basic question can be formulated whether and to which extent the URANS calculations, performed, as a rule, for a single realisation, can be treated as representative of the general S/R interaction process. This question becomes even more justified in we take into account that the URANS calculations provide rather limited opportunities for re-constructing vortex structure of the wake in the rotor calculation area. Except for individual special cases, it would require the calculation region to cover all passages in stator and rotor cascades, which, taking into account the necessary grid resolution, goes well beyond calculating abilities of even biggest computers. In URANS calculations the above problem is usually solved using a special periodicity condition bearing the name of phase lag, which allows the entire calculation region to be reduced to one stator and one rotor passage. Between the stator and rotor cascade a

sliding plane is placed, on which the phase lag condition is met.

When the wake is treated in a classical way as a uniform structure, the phase lag condition allows instantaneous wake parameters to be effectively passed from the stator to rotor calculation area. Unfortunately, the vortex structure of the wake is destroyed in this process due to a conflict, in general, between the phase shift of the wake vortices and the phase lag defining instantaneous position of the rotor cascade with respect to stator blades. As a consequence, the wake approaching the rotor calculation area is an average version of various realisations representing different vortex phase shifts. In this situation the above formulated question can be re-phrased to **whether the wake, numerically “averaged” at the inlet to the rotor calculation region, will behave in an identical way, i.e. generate the same (averaged) effects as the real wake in multiple realisation.** The answer to this question is presented in Section 3.

2. Numerical accuracy

An important issue, which unfortunately is given little attention in publications on S/R interactions is selecting parameters of the calculation grid. Theoretically, the grid resolution should be sufficiently fine to eliminate numerical effects. In case of the S/R interaction this problem is difficult to analyse as high requirements concerning grid resolution force the calculations to be performed using full calculating potential of the available computer, which leaves no space for resolution analyses. It should be stressed that in most of the published S/R interaction analyses the presented results are of mainly qualitative nature, and aim at recognising the general course of interaction and its local effects. Quantitative results are usually oriented on predicting local pressure or velocity fluctuations, while the balance data, such as kinetic energy loss or stage efficiency are not examined. In those analyses the problem of grid resolution is not as important as in case of design calculations

which aim at obtaining not only qualitative but also quantitative agreement of the results with the reality.

The problem of grid resolution in S/R interactions was studied in two dimensions by Arnone et al. [8, 9]. Important and useful conclusion from these investigations was that the grid-independent results can only be obtained when the grid is of an order of 17 000 cells in one rotor passage. The literature offers very limited data on the problem in three dimensions. Here, only author's own analysis can be mentioned [10], in which an attempt was made to assess necessary grid resolution based on comparing results presented in [7, 9] with own experience. A final conclusion of this study was assessing the grid consisting of 2 000 000 cells in one rotor passage as the minimum resolution securing preservation of real dynamics of the S/R interaction and, consequently, real level of generated losses.

3. Effects of wake deformation in VDT and URANS formulation

In order to find an answer to the question formulated at the end of Section 2, comparison was made between velocity fluctuations recorded at two points situated close to the rotor blade trailing edge, $z/c = 0,9$, at the pressure and suction side of the rotor blade. The data used for comparison were obtained from VDT and URANS calculations performed for the same rotor geometry and the same flow conditions. The URANS calculations were performed for two grid resolutions. The coarse grid, with an approximate number of rotor passage cells equal to 300 000, was in the past used by the author of the present article for S/R interaction studies, while the resolution of the fine grid on the circumferential plane yOz was assumed following recommendations given by Arnone et al [9].

The upper diagram in Fig. 4 presents velocity fluctuations determined at a point situated close to the pressure side of the rotor blade, as shown in the sketch at the upper left diagram corner. The continuous curve represents fluctuations obtained from VDT calculations,

while broken and dotted line - URANS results obtained on the coarse and fine grid, respectively. Good agreement between VDT and URANS (fine grid) curves is not surprising here as the recording point is situated at a distance from the trajectories of the wake vortices. A similar opinion can be formulated for the remaining points, marked in Fig. 4, which are situated on the same side of the rotor blade [10]. The velocity fluctuation curve generated by URANS calculation on the coarse grid suggest that quantitative assessment of global effects of the S/R interaction on stage performance (forces, losses, efficiency) can be burdened with rather substantial error.

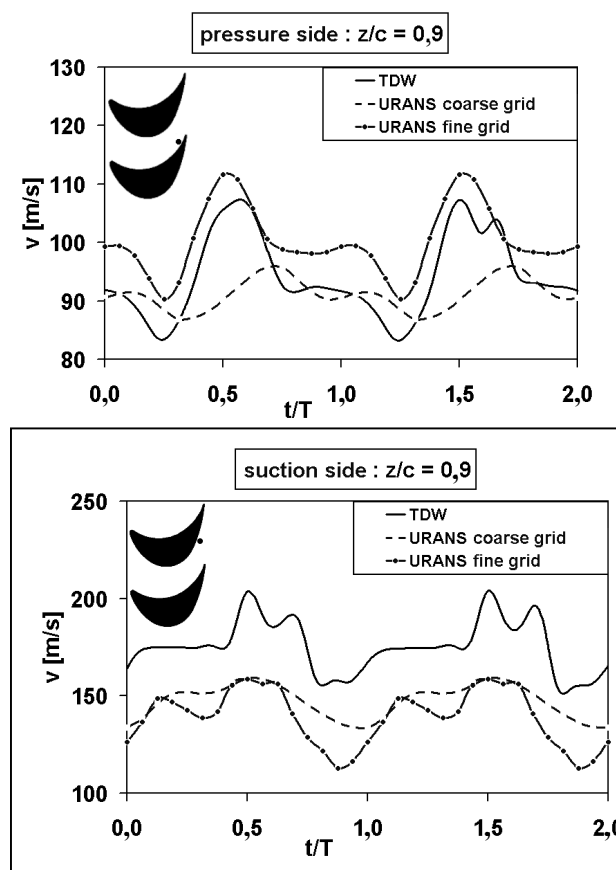


Fig. 4. Velocity fluctuations at the vicinity of the rotor blade trailing edge

The second selected point was also situated in the vicinity of rotor blade trailing edge, but close to its suction side. Such location of the recording point means that velocity fluctuations recorded here come from an already strongly deformed stator wake moving in the

direct vicinity of the recording point. In other words, at this point most remarkable differences can be expected between VDT and URANS curves, due to both substantial methodological differences and purely numerical errors. In this situation, good agreement between VDT and URANS (fine grid) curves should be highly valued, as definitely positive answer to the question asked in Section 2. **URANS calculations, performed on a sufficiently fine grid and making use of a numerically "averaged" stator wake, properly predict time averaged effects of the real course of S/R interaction.**

Conclusions

The article presents an analysis of potential use of URANS codes for determining quantitative effects of S/R interaction in a rotating machine stage for design purposes. The assumed criterion of applicability was the level of agreement of the obtained results with real effects of S/R interaction. Differences were indicated between the uniform pattern of the stator wake obtained in URANS calculations and the vortex structure of the real wake, the latter leading to stochastic nature of S/R interaction. It was stated, however, that despite the above differences the URANS results properly predict time-averaged effects of real S/R interaction. The process of averaging the vortex structure of the wake on the sliding plane between stator and rotor calculation regions can be treated as sort of numerical "averaging" of different realisations of vortex S/T interaction.

References

1. Kopieliev Z., Zikiejev W. Aerodynamiczskije potieri łopatocznych raboczich koles turbin pri niestacionarnom obtiekaniu // Teploenergetika – 1979. – Vol. 8. – P. 40-44 (in Russian).
2. Sieverding C.H., Heinemann H. The Influence of Boundary Layer State on Vortex Shedding From Flat Plates and Turbine Cascades // ASME Journal of Turbomachinery. – 1990. – Vol. 112. – P. 181-187.
3. Sieverding C.H., Richard H., Desse J.M. Turbine Blade Trailing Edge Flow Characteristics at High Subsonic Outlet Mach Number // ASME Journal of Turbomachinery. – 2003. – Vol. 125. – P. 298-309.
4. Currie T.C., Carscallen W.E. Simulation of Trailing Edge Vortex Shedding in a Transonic Turbine Cascade // ASME Journal of Turbomachinery. – 1998. – Vol. 120. – P. 10-19.
5. Magagnato F.: Unsteady flow past a turbine blade using non-linear two-equation turbulence models // Proc. III European Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics. – London – 1999.
6. Swirydzuk J. Vortex-Dynamics of the Stator Wake – Rotor Cascade Interaction // ASME Journal of Fluids Engineering – 2002. – Vol. 124. – P. 400-412.
7. Kost F., Hummel, F., Tiedemann, M. Investigation of the Unsteady Rotor Flow Field in a Single HP Turbine Stage // Proc. ASME TURBO EXPO 2000. – Munich - Germany.
8. Arnone A., Pacciani R., Sestini A. Multigrid Computations of Unsteady Rotor-Stator Interaction Using the Navier-Stokes Equations // ASME Journal of Fluids Engineering. – 1995. – Vol. 117. – P. 647- 652.
9. Arnone A., Pacciani R. Rotor-Stator Interaction Analysis Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method // ASME Journal of Turbomachinery. – 1996. – Vol. 118. – P. 679-689.
10. Swirydzuk J. Stator Wake Dissipation in the Turbine Rotor Passage // Turbomachinery. – 2005. – Vol. 128. – P. 531-538
11. Swirydzuk J. Grid resolution in numerical studies of stator/rotor interaction // Systems, Journal of Transdisciplinary Systems Science. – 2006. – Vol. 11. – P. 284-291 (in Polish).

Поступила в редакцию 28.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 621.577

Н.И. РАДЧЕНКО¹, А.А. СТАХЕЛЬ², Д.В. КОНОВАЛОВ¹, А.А. СИРОТА³¹Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Украина²Щецинский технический университет, Польша³Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина**РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН, УТИЛИЗИРУЮЩИХ ТЕПЛОТУ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ ДВС**

Выполнен анализ эффективности эжекторной холодильной машины, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения циклового воздуха ДВС, и определены рациональные ее параметры, обеспечивающие максимальное приращение показателей ДВС.

утилизация, уходящие газы, эжекторная холодильная машина, низкокипящее рабочее тело, тепловой коэффициент

Анализ состояния проблемы, постановка цели исследования

Утилизация теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха ДВС – перспективное направление повышения эффективности двигателей. Поскольку показатели ДВС резко ухудшаются с повышением температуры воздуха на входе [1, 2], то теплоту их вторичных энергоресурсов (ВЭР) целесообразно использовать для выработки холода, который, в свою очередь, – для снижения температуры воздуха на входе ДВС. Производство холода за счет теплоты ВЭР осуществляется в теплоиспользующих холодильных машинах (ТХМ).

Наибольшее распространение получили абсорбционные и эжекторные холодильные машины (АХМ и ЭХМ). Однако абсорбционным машинам присущи повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в газовый и воздушный тракты ДВС весьма проблематична. Эжекторные ТХМ отличаются конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации, поскольку функцию компрессора выполняет эжектор [3 – 5]. При использовании в каче-

стве рабочего тела ЭХМ воды в испарителях необходимо поддерживать вакуум, из-за чего тепловая эффективность ЭХМ существенно снижается. Кроме того, с их помощью практически невозможно утилизировать теплоту ВЭР низкого потенциала (уходящих газов ДВС после утилизационных пароводяных котлов или турбогенераторов). Применение низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволят утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня. Включение эжекторных ТХМ в состав ДВС не приводит к заметному усложнению установки.

Эффективность ТХМ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от воздуха на входе ДВС) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему НРТ от уходящих газов. Тепловой коэффициент эжекторных ТХМ, использующих в качестве НРТ хладагенты R142B, R600, R600a, R290, невысокий и составляет $\zeta = 0,2 \dots 0,4$. Поэтому вопросы определения рациональных параметров эжекторных ТХМ, обеспечивающих максимальную эффективность их применения в ДВС, стоят весьма остро.

Цель исследования – определение рациональ-

ных параметров эжекторных ТХМ, обеспечивающих максимальное повышение эффективности ДВС.

Анализ эффективности эжекторных ТХМ, использующих теплоту уходящих газов ДВС, и определение их рациональных параметров

Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, приведена на рис. 1.

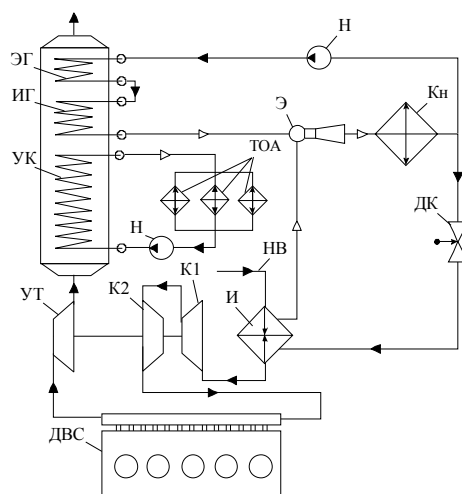


Рис. 1. Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов ДВС: ЭГ, ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора пара НРТ; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; ТОА – теплообменные аппараты (потребители теплоты); УК – утилизационный котел; НВ – наружный воздух; И – испаритель (воздухоохладитель); К1, К2 – компрессоры первой и второй ступеней; УТ – утилизационная турбина

Рациональными считаем такие параметры ТХМ (прежде всего значение температуры t_r кипения НРТ в генераторе ТХМ), которые обеспечивают максимальные снижение температуры Δt_v воздуха на входе и соответственно приращения мощности и КПД ДВС. О существовании рациональных значений температуры t_r можно судить, исходя из следующих рассуждений. Так, чем выше температура подвода теплоты к НРТ в генераторе пара (температура t_r кипения НРТ и, следовательно, температура t_{r2} уходящих газов после генератора паров НРТ), тем выше тепловой коэффициент ζ (рис. 2).

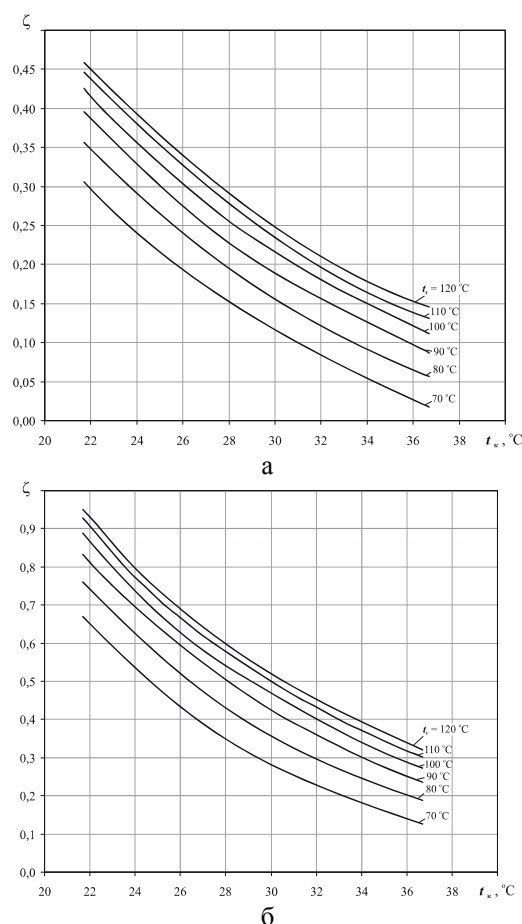


Рис. 2. Зависимости теплового коэффициента ζ для хладона R142b от температуры конденсации t_k при разных температурах кипения в генераторе t_r и в испарителе t_0 : а – $t_0 = 0$ °C; б – $t_0 = 10$ °C

В то же время с повышением температуры t_{r2} уходящих газов после генератора и, следовательно, уменьшением глубины утилизации снижается количество теплоты, отведенной от них в ТХМ, что, в свою очередь, сокращает эффект от утилизации. Таким образом, решение задачи сводится к ответу на вопрос, что обеспечивает достижение максимального эффекта от применения ТХМ в ДВС (приращения мощности и КПД двигателя) – глубокая утилизация ВЭР при недостаточно высокой эффективности ТХМ или же максимально эффективная работа собственно ТХМ в ущерб глубине утилизации ВЭР. Очевидно, что задача эта является оптимизационной, и ее решением будет такое значение температуры t_r кипения НРТ в генераторе, которое обеспечивает максимальные отвод теплоты от воздуха в ути-

лизационном контуре и, как следствие, приращения мощности и КПД ДВС.

Для того, чтобы установить влияние температуры уходящих газов и схемных решений ТХМ на глубину охлаждения воздуха Δt_b в ТХМ и соответственно повышение эффективности ДВС (например, вынесение испарительной секции генератора из газопыпускного тракта ДВС с использованием в ней теплоты наддувочного воздуха или охлаждающей ДВС воды), рассмотрим генератор как состоящим из двух секций (испарительной и экономайзерной) и проанализируем составляющие снижения температуры воздуха на входе ДВС Δt_b и соответствующего приращения КПД $\bar{\eta}$ за счет использования теплоты уходящих газов в экономайзерной секции генератора НРТ ($\Delta t_b'$, $\bar{\eta}'$) и испарительной секции ($\Delta t_b''$, $\bar{\eta}''$).

Снижение температуры воздуха в испарителе ТХМ общее Δt_b , за счет использования теплоты уходящих газов в экономайзерной $\Delta t_b'$ и испарительной $\Delta t_b''$ секциях генератора ТХМ, а также соответствующие удельные холодопроизводительности ТХМ $\bar{q}_0$ (тепловые нагрузки на испаритель, отнесенные к единичному расходу воздуха на входе ДВС): суммарная $\bar{q}_0$ и ее составляющие $\bar{q}_0'$ и $\bar{q}_0''$ представлены на рис. 3 в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения НРТ в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$ и уходящих газов перед генератором $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$ (рис. 3, а) и 250°C (рис. 3, б).

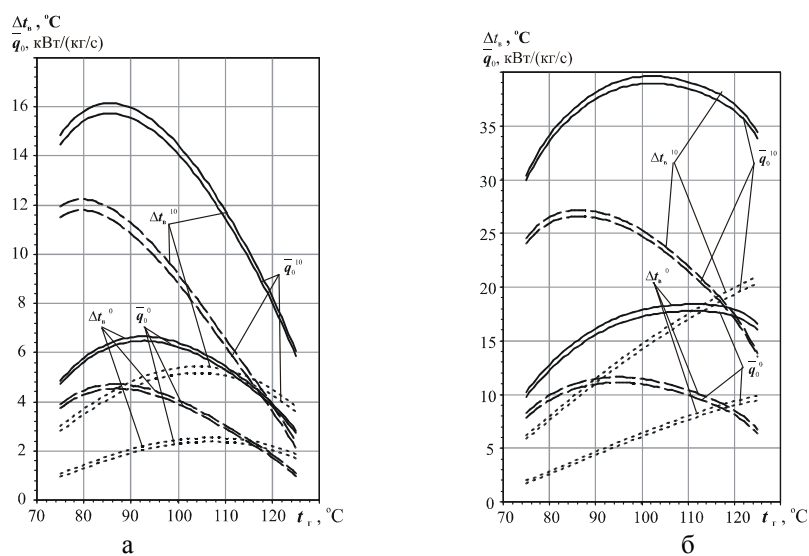


Рис. 3. Удельная холодопроизводительность $\bar{q}_0$ и снижение температуры Δt_b воздуха на входе ДВС в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ и 10°C ; конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$, уходящих газов после генератора $t_{r2} = t_r + 40^\circ\text{C}$ и перед генератором t_{r1} : а – $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$; б – 250°C ; — — за счет отвода теплоты генератором в целом $\bar{q}_0$; - - - - испарительной секцией $\bar{q}_0''$; – экономайзерной секцией $\bar{q}_0'$

При этом температура уходящих газов после генератора принималась на 40°C выше температуры кипения НРТ в генераторе: $t_{r2} = t_r + 40^\circ\text{C}$, что исключало опасность возникновения сернистой коррозии концевых поверхностей экономайзерной секции.

В качестве НРТ в ТХМ применен озонобезопасный хладон R142b.

Следует подчеркнуть, что жесткое ограничение температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора значениями $t_{r2} = t_r + 40^\circ\text{C}$ резко

сокращает удельные тепловые нагрузки как испарительной секции $\bar{q}_\Gamma''$, так и экономайзерной $\bar{q}_\Gamma'$, которые связаны между собой: соотношение $\bar{q}_\Gamma''$ и $\bar{q}_\Gamma'$ однозначно определяется соотношением теплоты фазового перехода НРТ в испарительной секции при t_Γ и теплоты, необходимой на нагрев жидкого НРТ от t_k до t_Γ в экономайзерной секции и зависящей от разности температур кипения в генераторе и конденсации $t_\Gamma - t_k$. Следствием довольно жесткого ограничения температуры уходящих газов после экономайзерной секции генератора ($t_{\Gamma 2} = t_\Gamma + 40^\circ\text{C}$) является сравнительно небольшое снижение температуры воздуха $\Delta t_\text{в}$ в ТХМ, особенно при низких $t_{\Gamma 1} = 180^\circ\text{C}$ и $t_0 = 0^\circ\text{C}$.

Смещение максимумов $\bar{q}_0$ и соответствующих $\Delta t_\text{в}$ с повышением t_0 в сторону меньших t_Γ дает основание для принципиального вывода о противоположных рекомендациях относительно выбора температур кипения в испарителе t_0 и генераторе t_Γ ТХМ: с повышением t_0 необходимо принимать меньшие t_Γ .

При оценке влияния уменьшения температуры $\Delta t_\text{в}$ воздуха на входе ДВС на эффективность двигателя исходили из того, что каждые 10°C снижения температуры $\Delta t_\text{в}$ воздуха обеспечивают 0,5% прироста КПД $\bar{\eta}$ двигателя [1, 2]. Приращения КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_Γ приведены на рис. 4 и 5 (при ограничении $t_{\Gamma 2} = t_\Gamma + 40^\circ\text{C}$).

Некоторое уменьшение температуры $t_{\Gamma, \text{opt}}$ кипения в генераторе, соответствующей максимальному приращению мощности ДВС $\bar{\eta}_{\text{max}}$, с повышением температуры t_0 кипения в испарителе объясняется возрастанием теплового коэффициента ζ (см. рис. 2). Поэтому при наличии ограничения по температуре за генератором НРТ ($t_{\Gamma 2} = t_\Gamma + 40^\circ\text{C}$) и с учетом тепловых балансов по уходящим газам и НРТ больший эффект, т.е. максимум $\bar{\eta}_{\text{max}}$, достигается при меньших $t_{\Gamma, \text{opt}}$.

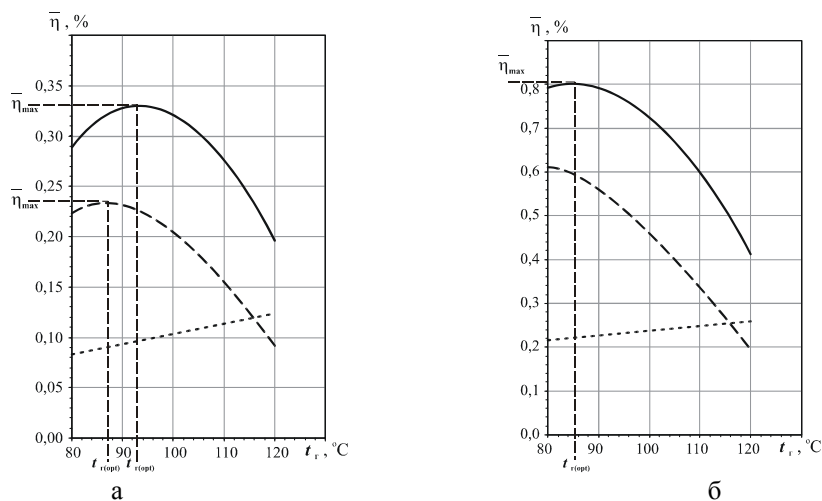


Рис. 4. Приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_Γ при установке генератора после пароводяного утилькотла ($t_{\Gamma 1} = 180^\circ\text{C}$): — за счет отвода теплоты генератором в целом $\bar{\eta}$; --- испарительной секцией $\bar{\eta}''$; экономайзерной секцией $\bar{\eta}'$; а — $t_0 = 0^\circ\text{C}$; б — $t_0 = 10^\circ\text{C}$

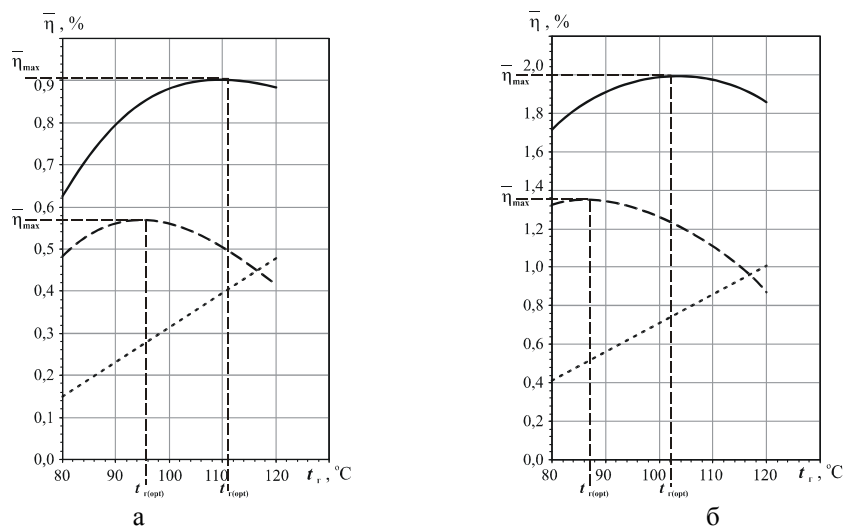


Рис. 5. Приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при установке генератора после ДВС ($t_{r1} = 250$ °C): а – $t_0 = 0$ °C; б – $t_0 = 10$ °C

Следствием довольно жесткого ограничения по температуре уходящих газов после экономайзерной секции генератора ($t_{r2} = t_r + 40$ °C) являются сравнительно небольшие приращения КПД $\bar{\eta}$, что делает применение ТХМ после пароводяного утилизатора (рис. 4 при $t_{r1} = 180$ °C) нецелесообразным.

При $t_{r1} = 250$ °C и выше приращение КПД становится заметным: $\bar{\eta} = 1 \dots 2$ % (рис. 5).

Особенно эффективно применение ТХМ при менее жестких ограничениях по температуре уходящих газов после экономайзерной секции генератора, что видно из рис. 6, на котором представлены результаты расчета приращения КПД, когда температура уходящих газов после испарительной секции генератора принимается согласно условию $t_{r,и2} = t_r + 20$ °C, т.е. исходя из интенсивности теплопередачи между газами и кипящим НРТ.

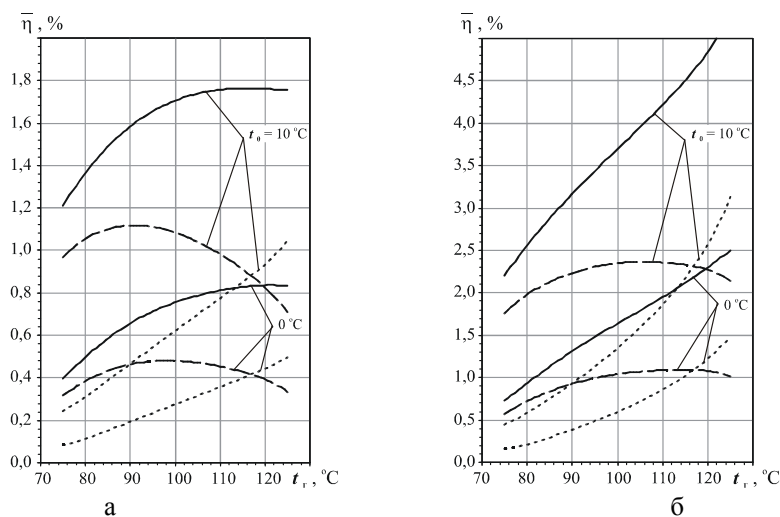


Рис. 6. Приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе $t_0 = 0$ и 10 °C, уходящих газов после испарительной секции генератора $t_{r,и2} = t_r + 20$ °C и на входе генератора t_{r1} : а – $t_{r1} = 180$ °C; б – $t_{r1} = 250$ °C

Как видно, при $t_{r1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ происходит полное вырождение экстремумов и графики зависимости $\bar{\eta} = f(t_r)$ становятся монотонно возрастающими. Приращение КПД за счет применения ТХМ становится довольно существенным: $\bar{\eta} = 1...2\%$ при $t_{r1} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ и $2...4\%$ при $t_{r1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Большие величины $\bar{\eta}$ в указанных диапазонах соответствуют температуре $t_0 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$, меньшие – $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Следует отметить, что при $t_{r1} = 180\text{ }^{\circ}\text{C}$ температура после экономайзера устанавливается на уровне $t_{r2} \approx 90\text{ }^{\circ}\text{C}$, тогда как при $t_{r1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ она снижается до $60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Чтобы исключить опасность возникновения сернистой коррозии при $t_{r1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ и выше, экономайзерную секцию генератора необходимо выносить из газохода на линию наддувочного воздуха. Кроме того, холодопроизводительность ТХМ значительно превосходит ее величину, необходимую для предварительного охлаждения наружного воздуха на входе ДВС. Избыток холодопроизводительности целесообразно задействовать для глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха. Схемное решение такой ТХМ должно предусматривать выполнение генератора паров НРТ высокого давления и испарителя НРТ низкого давления (воздухоохладителя) в виде двух секций.

Выводы

1. Установлен экстремальный характер зависимости снижения температуры воздуха на входе ДВС и достигаемого за счет этого приращения КПД ДВС от температуры кипения НРТ в генераторе ТХМ и существование оптимального значения этой температуры, обеспечивающего максимальное повышение эффективности ДВС.

2. Из-за жестких ограничений по температуре уходящих газов после ТХМ, вызванных опасностью возникновения сернистой коррозии, применение эжекторных ТХМ после утилизационного пароводя-

ного котла нецелесообразно.

3. Использование эжекторных ТХМ при высоких температурах уходящих газов на входе в генератор НРТ ($t_{r1} = 250\text{ }^{\circ}\text{C}$ и выше) обеспечивает глубокое охлаждение циклового воздуха ДВС и соответствующее приращение КПД на $2...4\%$. При этом схемное решение ТХМ должно предусматривать вынесение экономайзерной секции генератора паров НРТ высокого давления из газохода на линию наддувочного воздуха.

Литература

1. Абоleshкин С.Е., Балыхин Ю.В. Экспериментальная проверка стабильности интегрального показателя технического состояния главного судового двигателя // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 132-139.
2. Колпакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 23-33.
3. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
4. Петренко В.А. Теоретическое и экспериментальное исследование эжекторной холодильной машины в режиме кондиционирования воздуха // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 2 (71). – С. 12-18.
5. Петренко В.А. Принцип выбора рабочего вещества для эжекторной холодильной машины // Холодильная техника и технология. – 2001. – № 1 (70). – С. 16-21.

Поступила в редакцию 23.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Г. Ивановский, Одесский национальный морской университет, Одесса.

УДК 539.3 : 621

Н.И. БУРАУ¹, Л.Л. ЯЦКО², Т.О. БАКАЛОР¹, Ю.В. СОПИЛКА¹¹Национальный технический университет Украины «КПИ», Украина²ОАО «НТК «Електронприлад», Украина

ВЛИЯНИЕ ПОПЕРЕЧНОЙ ТРЕЩИНЫ РОТОРА НА ЕГО МОДАЛЬНЫЕ И ВИБРАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Рассматриваются возможности применения вибрационных методов для диагностики трещин валов роторов ГТД на нестационарных режимах эксплуатации. Поперечная трещина моделируется функцией «дыхания», изменение жесткости ротора зависит от взаимной ориентации сечения с трещиной и областей растяжения-сжатия вала. Для численного определения модальных характеристик поврежденного ротора использован метод конечных элементов.

вибрационная диагностика, трещина вала, модальные характеристики, вибрационные характеристики, нестационарный режим

Введение

Повреждения роторов турбокомпрессорных установок в авиации, энергетике, нефте-газо-транспортной отрасли относятся к неисправностям, имеющим быстрое развитие и приводящим к внезапным отказам турбомашин. Для газотурбинных двигателей (ГТД) разрушение роторных элементов в полете как правило приводит к предпосылке летного происшествия. Согласно требованиям к проектированию летательных аппаратов и силовых установок [1], возникающие внутренние разрушения элементов конструкции двигателя должны быть локализованными, т. е. отдельные части разрушенных элементов не должны выходить за пределы двигателя. Чтобы избежать разрушений турбомашин в эксплуатации, необходимо обеспечить прогнозирование и предупреждение опасных повреждений роторных элементов. Это возможно благодаря разработке и внедрению систем мониторинга для определения фактического технического состояния контролируемого объекта в эксплуатации.

Одним из опасных повреждений роторов является разрушение валов [1], которое в эксплуатации происходит из-за развития трещин под влиянием изгибающих и скручивающих моментов. Распространение усталостных трещин в валах связано с

многоцикловой усталостью. Часто возникновение трещин в эксплуатации вызвано первоначальным повреждением материала, нарушением в условиях сопряжения в узлах соединений, технологическими факторами. Во многих случаях такие повреждения обусловлены некачественным монтажом роторных элементов двигателя. Часто трещины в валах возникают в торцевых шлицах (на фланцах, в районе основания шлиц), распространяются в сторону центрального отверстия вала, а иногда развиваются по окружности против направления вращения вала и приводят к обрыву и разрушению вала в полете. Поэтому для обеспечения заданной безопасности эксплуатации ГТД необходимо не только учитывать наличие начального дефекта на масштабном микроскопическом уровне, но и в последующем процессе увеличения размера трещины необходимо контролировать техническое состояние элемента конструкции для ее своевременного выявления [1].

1. Формулирование проблемы

На практике одними из наиболее информативных и эффективных методов функционального диагностирования сложных динамических объектов являются методы вибрационной и виброакустической диагностики. Вибрационная диагностика пред-

полагает использование изменения модальных (собственные формы и частоты колебаний) и вибрационных (чаще всего – спектральных) характеристик колебаний объекта или элементов его конструкции при появлении и развитии повреждений, которые обусловлены изменением жесткости. Но при использовании вибрационной диагностики применительно к конкретному объекту возникают проблемы адекватного моделирования повреждения и протекающих в контролируемом объекте колебательных процессов, проблемы регистрации колебаний, их анализа и интерпретации.

В данной статье исследуются модальные и вибрационные характеристики вала силовой турбины ГТД с поперечной поверхностной трещиной при нестационарном (с ускорением) вращении.

2. Решение проблемы

2.1. Упрощенная модель бездефектного вала

Рассмотрим упрощенную модель вала [2] на двух опорах с одним диском, посаженным посередине между опорами (рис. 1).

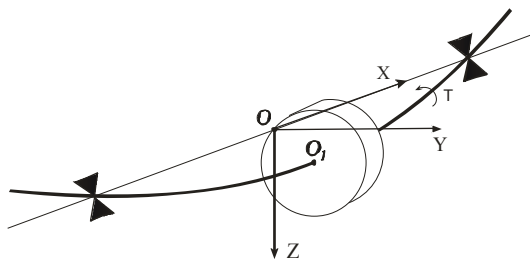


Рис. 1. Упрощенная модель вала

В соответствии с [2] вращение вала вокруг оси X представляется как результат сложения двух гармонических колебаний, происходящих в двух взаимно перпендикулярных плоскостях и имеющих одинаковую амплитуду (перемещения Z и Y). Проекция какой-либо точки, отмеченной на валу (выберем, например, точку O_1), на две взаимно перпендикулярные плоскости за один полный оборот вала совершают одно полное колебание. Поэтому движение проекции точки вращающегося вала на плоско-

сти рассматривается как перемещение, получаемое при поперечных изгибных колебаниях невращающегося вала. При этом круговая частота свободных изгибных колебаний вала (без учета момента инерции диска) будет соответствовать критической скорости вращения ω_{kp} .

2.2. Моделирование повреждения вала

В качестве повреждения вала принимается поперечная трещина, расположенная непосредственно возле диска. Используем предложенные в [3-5] подходы к моделированию трещины, в соответствии с которыми трещина представляется вырезом части вала в области растяжения. При нахождении трещины в области сжатия предполагается, что берега трещины сомкнуты, и трещина закрыта. Таким образом, используется модель «дышащей» трещины – чередование положений закрытия и открытия трещины при движении вала, что происходит из-за периодического изменения жесткости вала.

2.3. Анализ модальных характеристик

Для определения модальных характеристик (собственные формы и частоты) рассматриваем упрощенную модель вала: вал осесимметричный кольцевого сечения из стали 18ХНВА; диск из сплава ВТ4.

Для моделирования использовался метод конечных элементов (КЭ), модель вала с диском содержит 11245 пространственных линейных элементов. Трещина моделировалась путем изъятия из КЭ модели вала непосредственно возле диска некоторого числа элементов – от одного до двадцати пяти и по глубине от одного до пяти (рис. 2).

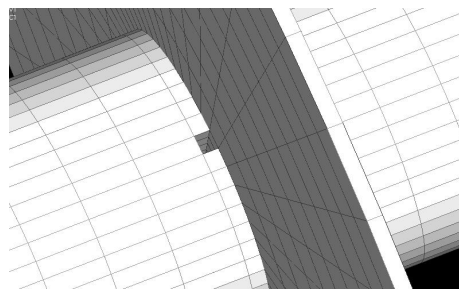


Рис. 2. Моделирование повреждения вала

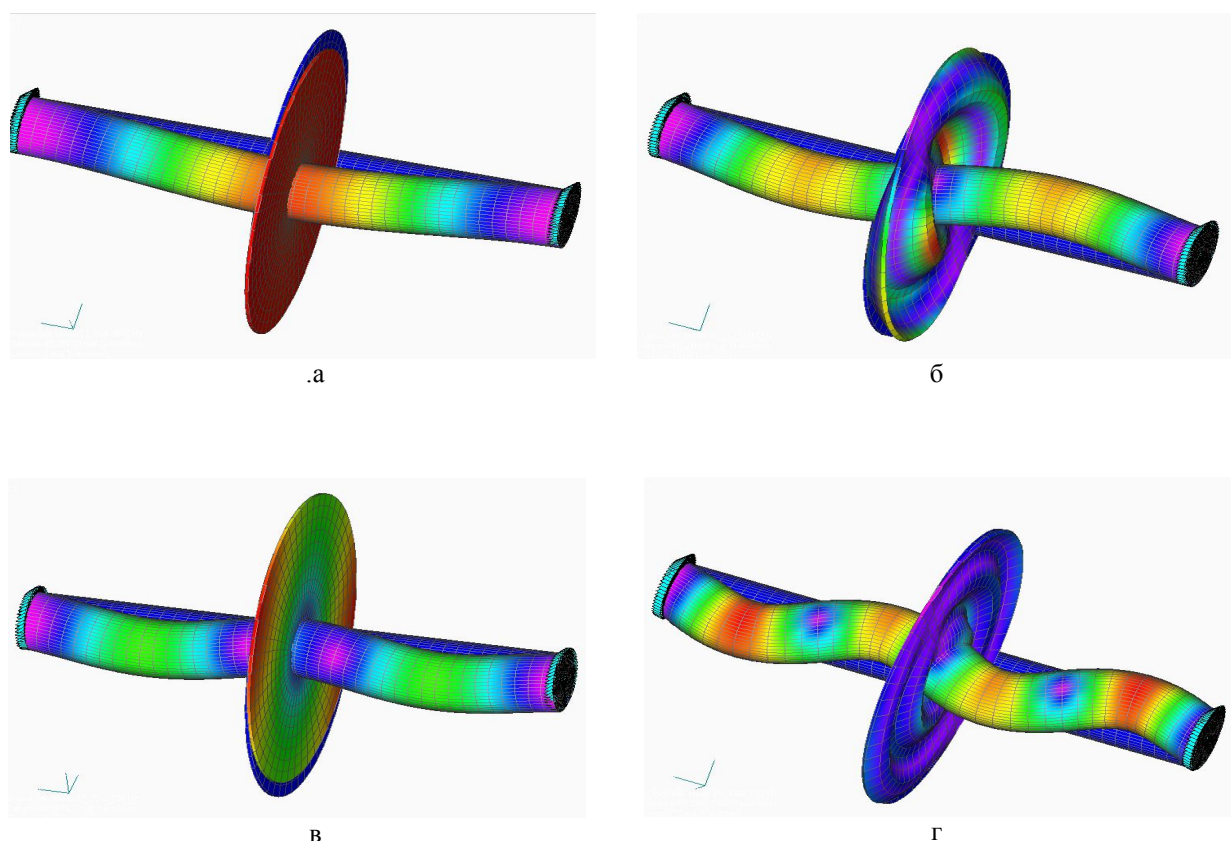


Рис. 3. Формы перемещений вала: а – первая (11 мода системы «вал-диск»); б – вторая (30 мода); в – третья (47 мода); г – четвертая (85 мода)

Получены результаты для первых 100 мод изгибных колебаний системы вал-диск. Рис. 3 иллюстрирует результаты для первых четырех форм перемещений (изгибных колебаний вала).

Как показали результаты моделирования, при относительном уменьшении жесткости в сечении трещины от 0,05 до 0,3 наиболее существенное отличие наблюдается в значениях собственных частот по нечетным формам: по первой – уменьшение до 7%, по третьей – уменьшение до 8%. Относительное изменение жесткости до 0,1 приводит к малым изменением собственных частот – до 1,5% и 1,7% соответственно.

2.4. Анализ вибрационных характеристик

Для определения вибрационных характеристик рассмотрим упрощенную модель гибкого ротора (рис. 1), который состоит из невесомого вала, сим-

метрично установленного в опорах, и посаженного посередине диска с несбалансированной массой [5]. Бездефектный вал имеет симметричную жесткость в плоскости ZOY, демпфирование полагаем пропорциональным скорости перемещения.

С линией, соединяющей центры опор, свяжем неподвижную систему координат (XYZ), а с валом – подвижную ($\xi\eta\zeta$), которая вращается вместе с валом (рис. 4). Подвижную систему координат свяжем с валом так, чтобы в каждый момент времени ось ξ была перпендикулярной к плоскости трещины [5]. Для нестационарного режима, например, запуска с постоянным ускорением, мгновенное значение угла поворота $\Phi(t)$ системы ($\xi\eta\zeta$) относительно (XYZ) задается в виде $\Phi(t) = \omega_0 t + 0,5at^2$, где ω_0 – начальная скорость вращения вала; a – постоянное ускорение.

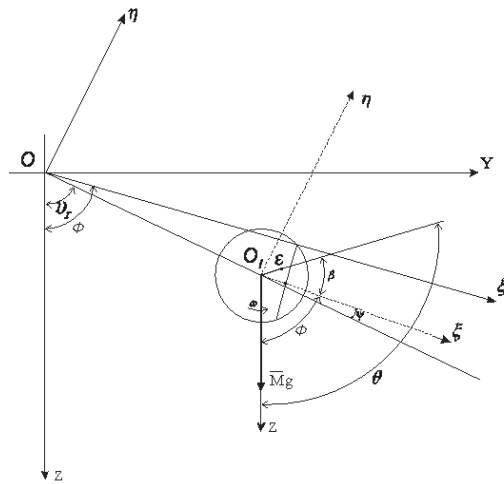


Рис. 4. Положение вала и трещины в неподвижной и вращающейся системах координат

На рис. 4 введены следующие обозначения: β – угол ориентации несбалансированной массы (эксцентриситет ε) по отношению к серединной линии трещины; θ – угол ориентации несбалансированной массы (эксцентриситет ε) относительно оси Z ; ψ – угол, определяющий положение трещины по отношению к вектору вибрации (по отношению к линии центров OO_1), который изменяется со скоростью вращения ротора и используется для учета «дыхания» трещины; ϑ_r – угол поворота линии центров OO_1 при движении вокруг кривой статического прогиба, который определяет прецессию вала.

Жесткость вала с трещиной в плоскости вращения изменяется по закону:

$$K_{\xi} = K - f(\psi)\Delta K_{\xi}; \quad K_{\eta} = K - f(\psi)\Delta K_{\eta},$$

где K – жесткость бездефектного вала; ΔK_{ξ} и ΔK_{η} – изменение жесткости в направлениях ξ и η , соответственно.

Функция $f(\psi)$ служит для учета влияния трещины на жесткость в соответствии с угловым положением трещины ψ и выбранной моделью трещины. Простейшая модель трещины (справедлива для малых трещин) описывается стержневой моделью, которая предполагает, что трещина вносит изменение в значение жесткости при переходе от закрытого состояния ($f(\psi) = 0$ при $\xi < 0$) к раскрытию ($f(\psi) = 1$ при $\xi > 0$) в процессе вращения вала и имеет вид

ступенчатой функции, которая аппроксимируется разложением в ряд Фурье:

$$f(\psi) = \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \cos \psi - \frac{2}{3\pi} \cos 3\psi + \dots$$

Уравнения движения вращающегося с ускорением ротора с учетом гравитационных сил, влияния несбалансированной массы и описанного выше повреждения вала в неподвижной системе координат имеют следующий вид:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{M} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{F} & 0 \\ 0 & \mathbf{F} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{z} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{21} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} z \\ y \end{Bmatrix} = \\ = \begin{Bmatrix} \mathbf{M}g \\ 0 \end{Bmatrix} + \mathbf{M}\varepsilon \begin{Bmatrix} \dot{\theta}^2 \cos \theta + \ddot{\theta} \sin \theta \\ \dot{\theta}^2 \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta \end{Bmatrix},$$

где $\mathbf{M}$ и $\mathbf{F}$ – соответственно матрицы масс и демпфирования; $\mathbf{K}$ – матрица жесткостей, зависящих от времени и положения вала на орбите.

Для случая $\Delta K_{\eta} = 0$ последние уравнения во вращающейся системе координат можно записать в виде:

$$\begin{pmatrix} \mathbf{M} & 0 \\ 0 & \mathbf{M} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\eta} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} \mathbf{F} & -2\mathbf{M}\omega(t) \\ 2\mathbf{M}\omega(t) & \mathbf{F} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\xi} \\ \dot{\eta} \end{Bmatrix} + \\ + \begin{pmatrix} \mathbf{K} - f(\psi)\Delta\mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2(t) & -\mathbf{F}\omega(t) \\ \mathbf{F}\omega(t) & \mathbf{K} - \mathbf{M}\omega^2(t) \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \xi \\ \eta \end{Bmatrix} = \\ = \mathbf{M}g \begin{Bmatrix} \cos \Phi \\ -\sin \Phi \end{Bmatrix} + \mathbf{M}\varepsilon\omega^2(t) \begin{Bmatrix} \cos \beta \\ \sin \beta \end{Bmatrix} + \mathbf{M}\varepsilon a \begin{Bmatrix} \sin \beta \\ -\cos \beta \end{Bmatrix}$$

где $\omega(t) = at$ – мгновенное значение угловой скорости вращения ротора при $\omega_0 = 0$; $\Delta\mathbf{K} = \Delta K_{\xi}$.

Полученные уравнения использовались для определения нестационарного движения ротора при его вращении с ускорением и для исследования влияния трещины вала на безразмерную (относительно статического прогиба) амплитуду вибрации вала в направлении оси Z . При расчетах использовались данные: относительный коэффициент демпфирования 0,05; нормализованное значение небаланса 0,05; $\beta = 0$; отношение мгновенного значения угловой скорости $\omega(t)$ к критической скорости вращения неповрежденного ротора изменялось в пределах от 0,01 до 10; $\Delta\mathbf{K} = 0; 0,1; 0,3$.

На рис. 5 приведены графики изменения безразмерной амплитуды вибрации в направлении оси Z бездефектного вала ($\Delta K = 0$) и поврежденного вала ($\Delta K = 0,3$) от времени (в точках).

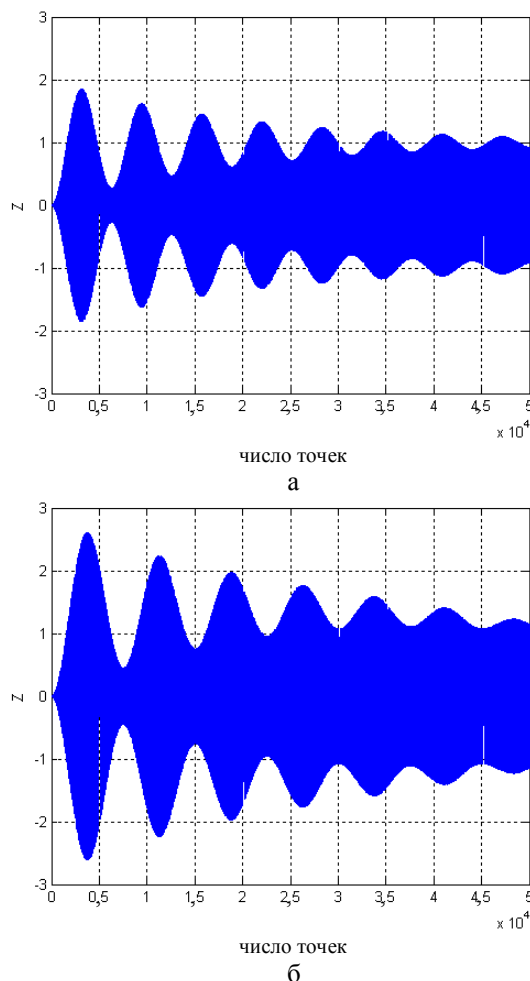


Рис. 5. Зависимость амплитуды вибрации от времени при нестационарном вращении ротора для неповрежденного (а) и поврежденного (б) вала

Видны существенные отличия вибрационных сигналов как по амплитуде, так и по временному расположению пиков огибающих. Для полученных выборок были определены безразмерные амплитудные дискриминанты [6]. При относительном изменении жесткости до 0,1 коэффициенты импульсности и фона изменяются на 7,5%, а при $\Delta K = 0,3$ – на 25% относительно их значений для неповрежденного вала, что демонстрирует эффективность вибрационной диагностики.

Заключение

Полученные результаты свидетельствуют о перспективности использования вибрационной диагностики повреждений валов роторов ГТД. Используемые в диагностических целях при обработке нестационарных вибрационных процессов коэффициенты фона и импульсности значительно чувствительнее к повреждению, чем модальные характеристики.

Литература

1. Шанявский А.А. Безопасное усталостное разрушение элементов авиаконструкций. Синергетика в инженерных приложениях: Монография. – Уфа, 2003. – 803 с.
2. Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. – М.: Машиностроение, 1974. – 520 с.
3. Шульженко Н.Г. Метод определения спектра виброперемещений многоопорного ротора с поперечной трещиной // Проблемы машиностроения: Сб. научн. тр. – 1992. – Вып. 37. – С. 10-15.
4. Шульженко Н.Г., Овчарова Г.Б. Влияние излома упругой оси ротора с поперечной трещиной на его вибрационные характеристики // Проблемы прочности. – 1997. – № 4. – С. 92-99.
5. Sawicki J., Wu X., Baaklini G., Gyekenuesi A. Vibration-Based Crack Diagnosis in Rotating Shafts During Acceleration Through Resonance, Proceedings of SPIE. – Vol. 5046 (2003). – P. 1-10.
6. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

Поступила в редакцию 21.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.Р. Игнатович, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 539.4 : 621.165

Ю.С. ВОРОБЬЕВ, М.А. СТОРОЖЕНКО*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины*

АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН С ПОВРЕЖДЕНИЯМИ

В работе проведен анализ колебаний турбинных лопаток с повреждениями. Моделирование объектов проводилось на основании трехмерного подхода метода конечных элементов. Проанализировано влияние различной глубины и места расположения трещины на собственные частоты, формы перемещений и интенсивности напряжений. Достоверность полученных результатов обеспечивалась сравнением с экспериментальными данными, полученными для камертонного образца с повреждениями. Проведены исследования реальных лопаток.

пакет лопаток, повреждения, вибрационные характеристики, формы колебаний, локализация напряжений, метод конечных элементов

Введение

Проблема продления надежности и ресурса лопаточного аппарата турбомашин, который является наиболее нагруженным и ответственным элементом турбоагрегатов, актуальна для современного машиностроения. Наибольшее число отказов турбин в течение всего срока эксплуатации связано с возникновением усталостных трещин в рабочих лопатках, поэтому они и были выбраны в качестве объекта исследования.

Для лопаток сложной геометрической формы, имеющих малое удлинение, сложную конфигурацию хвостовой части с ножкой, полки на периферии и в хвостовой части наиболее полной моделью является трехмерная модель, в которой также могут быть учтены неоднородность свойств материала, наличие повреждений и другие факторы [1 – 4]. Трехмерный подход в сочетании с методом конечных элементов позволяет получить полную картину распределения напряжений и выявить зоны локализации опасных напряжений.

1. Постановка задачи

В работе рассматриваются колебания пакетов лопаток с повреждениями различной глубины и место-

положения, а также повреждение различных лопаток пакета. Особое внимание уделяется областям, где вследствие конструктивных особенностей возникают максимальные напряжения, и возрастает вероятность возникновения трещин. Сложность задачи требует экспериментальной проверки численных результатов.

Для оценки достоверности исследований проведено сравнение расчетных результатов с экспериментальными, полученными в Институте проблем прочности им. Г.С. Писаренко НАН Украины на специальных образцах камертонного типа [5]. В этих экспериментальных исследованиях рассмотрено влияние глубины и места расположения трещины на формы колебаний и распределения вибрационных напряжений камертонного образца. Для этих же образцов были проведены численные исследования и сравнение напряженно-деформированного состояния камертонного образца без трещины, а также с различной глубиной и местами расположения поперечной трещины.

2. Численный анализ

Экспериментальные исследования колебаний камертонного образца проводились для случая первой изгибной формы колебаний стержней в плоскости их

максимальной жесткости. При наличии повреждения одного из стержней нарушается регулярность системы, вследствие чего возбуждаются синфазная и антифазная формы колебаний стержней. Полученные при этом частотные характеристики рассматриваемой колебательной системы соответствуют третьей и четвертой расчетным частотам ее конечно-элементной модели.

На рис. 1 приведено сопоставление относительных деформаций, полученных расчетным и экспериментальными методами для синфазных форм колебаний камертонного образца в зависимости от глубины выреза. Аналогичные результаты имеются для других расположения выреза.

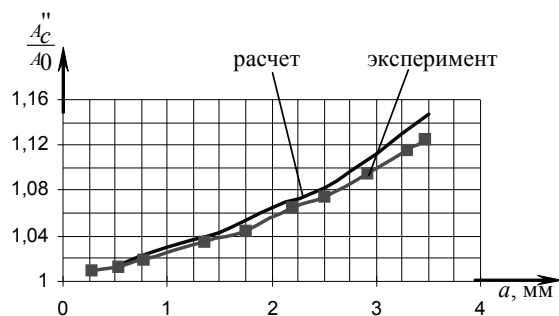


Рис. 1. Сопоставление относительных деформаций, полученных расчетным и экспериментальными методами для синфазных форм колебаний: a – глубина выреза; A_0 – амплитуда деформаций при синфазных колебаниях системы без повреждений в корневом сечении; A_c'' – амплитуда деформаций поврежденно-го стержня при синфазных колебаниях

Из рис. 1 видно приемлемое соответствие расчетных и экспериментальных данных. Это дает основание ожидать, что при расчете реальных систем будут получены достаточно достоверные результаты.

На примере колебаний пакета парных лопаток газовой турбины турбокомпрессора изучалось влияние места расположения повреждения на собственные частоты, формы перемещений и поля интенсивностей напряжений.

Был проведен анализ свободных колебаний пакета парных лопаток газовой турбины турбокомпрессора. Парные лопатки соединены в сектор, имеющий

общий замок и бандажную полку. Каждый пакет представляет собой единую систему, состоящую из двух закрученных лопаток несимметричного сечения, основания с елочным замком и полки с элементами лабиринтного уплотнения.

Собственные частоты и формы напряжений пакета лопаток без повреждения и с различным расположением повреждений представлены на рис. 2. Проведенные исследования показали, что, несмотря на наблюдаемую сходную картину для обеих лопаток на ряде форм перемещений, возникающие в них напряжения различаются. Видно отличие форм напряжений соседних лопаток, что объясняется их закруткой и несимметричностью. Из-за наличия полки максимальные напряжения даже для низших форм колебаний перемещаются от корневой зоны в среднюю и периферийную части лопаток.

Появление трещины по-разному влияет на формы напряжений в зависимости от их расположения на входной или выходной кромке. Наибольшее влияние наблюдается при наличии повреждения на входной кромке. Наибольшее влияние оказывает трещина на преимущественно крутильные формы колебаний (9 и 10 формы).

Заключение

Разработана методика оценки влияния повреждений в системе лопаток на собственные частоты, формы перемещений и локализацию вибрационных напряжений. Достоверность результатов расчетов подтверждается их сопоставлением с данными специально поставленного эксперимента.

При появлении трещины наблюдается существенная локализация напряжений вблизи устья трещины. Частоты колебаний изменяются, но незначительно. Меняется картина распределения перемещений и особенно интенсивностей напряжений. Показано влияние расположения повреждения на вибрационные характеристики и локализацию напряжений вблизи трещины.

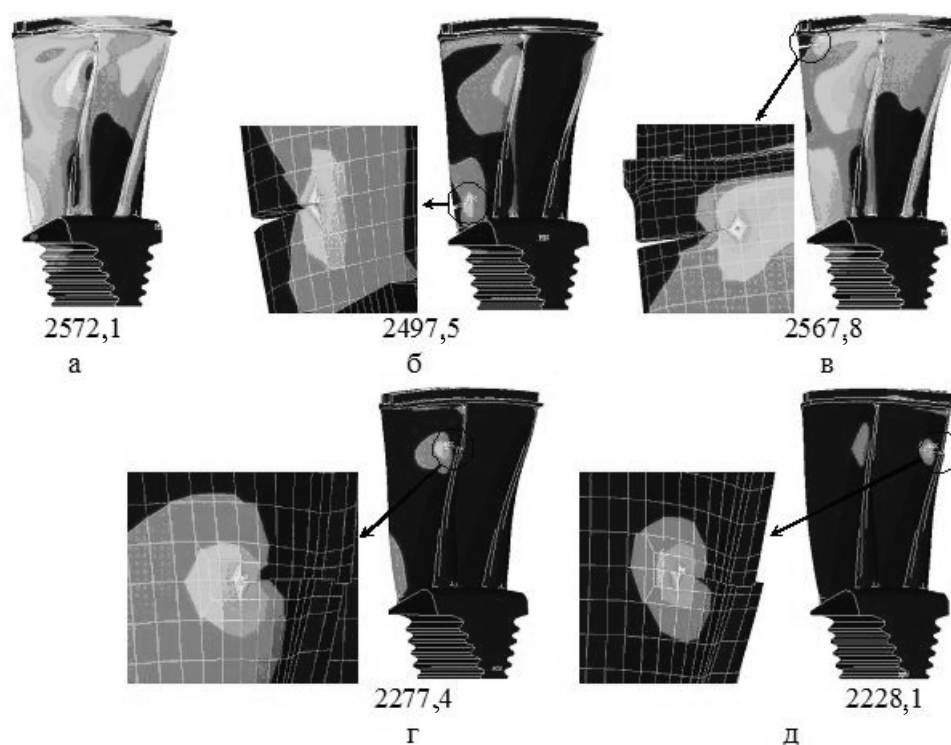


Рис. 2. Поля интенсивностей напряжений и частоты (в Гц) при колебаниях пакета лопаток по 2-й форме без повреждений (а) и с различным расположением трещины на левой (б, в, г) и правой (д) лопатках

Знание картины распределения вибрационных напряжений и их локализации может оказаться полезным при выборе вариантов как отдельных лопаток, так и их систем.

Литература

1. Колебания турбинных лопаток с повреждениями / Ю.С. Воробьев, В.Н. Романенко, Е.В. Тишковец, М.А. Стороженко // Вибрации в технике и технологиях. – 2004. – № 5 (37). – С. 47-51.
2. Локализация вибрационных напряжений в лопатках ГТД с повреждениями / Ю.С. Воробьев, Е.В. Тишковец, М.А. Стороженко, В.Н. Романенко // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2004. – № 8 (16). – С. 80-82.
3. Воробьев Ю.С., Романенко В.Н., Стороженко М.А. Колебания пакета лопаток с повреждениями // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журн. – 2005. – № 2. – С. 118-120.

4. Проблемы численного анализа лопаточного аппарата турбомашин / Ю. Воробьев, В. Романенко, М. Стороженко, Е. Тишковец // IX Konferencja Naukowo-Techniczna “Programy MES w komputerowym wspomaganiu analizy, projektowania i wytwarzania” (Gizycko, 19-22 pazdziernika 2005), 2005. – P. 121-128.

5. Зиньковский А.П., Токарь И.Г., Побережников А.В. Некоторые особенности влияния эксплуатационных факторов на колебания лопаточного аппарата турбомашин // 3 Konferencja naukowo-praktyczne “Energia w nauce i technice”: Streszczenia referatow. – Suwalki, 2004. – P. 33-34.

Поступила в редакцию 4.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 539.3

Н.Г. ШУЛЬЖЕНКО, П.П. ГОНТАРОВСКИЙ, Т.В. ПРОТАСОВА

*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины***ВЛИЯНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ТЕПЛОВОЫДЕЛЕНИЯ В РОТОРЕ
ГЕНЕРАТОРА НА ЕГО ТЕРМОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ**

Оценено искривление оси ротора синхронного генератора вследствие неравномерности тепловыделения в обмотках возбуждения. Задача решается полуаналитическим методом конечных элементов в цилиндрической системе координат. Показано, что незначительная неравномерность теплоотбора в обмотках приводит к тепловому искривлению оси ротора, создающего силы небаланса, превышающие вес ротора, что может привести к значительному росту вибрации генератора.

ротор генератора, термонапряженное состояние, анизотропия свойств материала, искривление оси

Ротор современного синхронного турбогенератора является сложным трехмерным сильно нагруженным конструктивным элементом [1]. Вихревые токи, наводимые электромагнитным полем в воздушном зазоре между ротором и статором при неравномерной нагрузке фаз и коротком замыкании, вызывают существенно неравномерные нестационарные температурные поля по сечению ротора, а также интенсивный локальный нагрев клиньев, удерживающих обмотку возбуждения в пазах ротора [2]. Это может вызвать явления, приводящие к неравномерности прогибов ротора, что негативно сказывается на надежности работы турбогенератора. Эти же явления возможны и на стационарных режимах работы в случае нарушений теплоотвода в системе охлаждения обмоток.

Поперечное сечение ротора в районе магнитных полюсов и его расчетная схема показаны на рис. 1. Области 2 и 4 (рис. 1, б) представляют собой зубья, в пазах между которыми находится охлаждаемая медная обмотка с изоляцией. Она является источником тепловыделения при протекании в ней электрического тока. Обмотка находится под действием центробежных сил и удерживается в пазах дюралевыми клиньями, расположенными между зубьями у наружного радиуса ротора (область 4). Область 3 содержит пустые пазы, прикрытые клиньями, и

предназначена для компенсации неравножесткости ротора за счет областей 2 и 4.

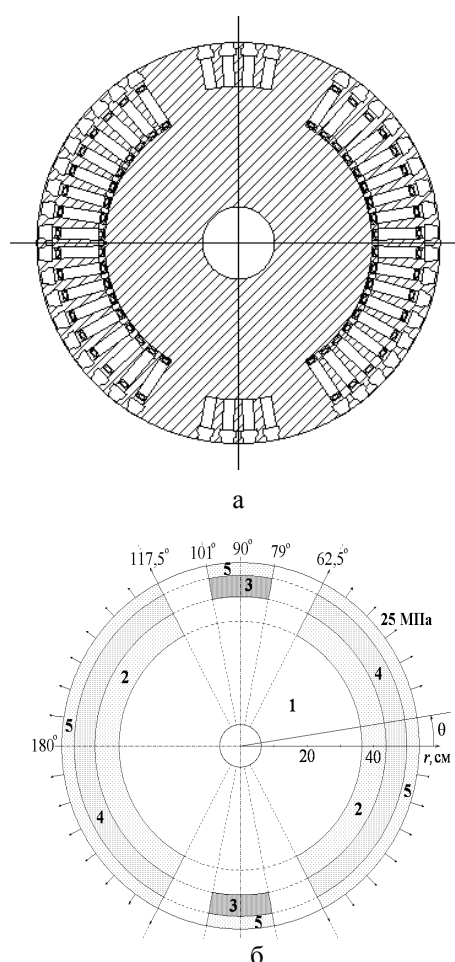


Рис. 1. Поперечное сечение ротора в районе магнитных полюсов: а – сечение ротора; б – расчетная схема

Ротор представляет собой сложную кусочно-неоднородную конструкцию, континуальное представление которой в рамках трехмерной расчетной схемы со всеми подробностями для решения поставленной задачи не оправдано. В данной работе используется упрощенный подход, применяемый при расчете конструкций из композитных материалов [3], когда отдельные кусочно-неоднородные области (2-5) представляются однородным трансверсально ортотропным материалом. Его теплофизические и механические свойства определяются в данной работе по методике, принятой в механике композитных материалов [3].

Усилия от центробежных сил, действующих на обмотку, передаются на клинья, которые нагружают зубья ротора по наружному радиусу. При этом на части наружной поверхности (рис. 1, б) задается равномерно распределенная нагрузка 25 МПа. Часть теплоты от внутренних источников в областях 2 и 4, которая не отбирается системой охлаждения внутри обмотки, передается на наружную поверхность, охлаждаемую водородом, а также распространяется вдоль оси ротора по направлению к подшипникам. На наружной поверхности заданы граничные условия конвективного теплообмена [4]: в районе магнитных полюсов – $\alpha = 950 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $T_{\text{ср}} = 70 ^\circ\text{C}$; в области подшипников – $\alpha = 4500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $T_{\text{ср}} = 50 ^\circ\text{C}$; на остальной части – $\alpha = 150 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$, $T_{\text{ср}} = 45 ^\circ\text{C}$. Мощность внутренних источников тепла, которая не отбирается системой охлаждения обмотки, составляет $Q_2 = 200 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^3$ и $Q_4 = 133 \cdot 10^3 \text{ Вт}/\text{м}^3$ для областей 2 и 4 соответственно, что приводит к допустимому при эксплуатации нагреву ротора. Теплофизические и физико-механические свойства материала приведены в табл. 1.

Здесь K_r , K_z , K_θ – коэффициенты теплопроводности в радиальном, осевом и окружном направлениях соответственно; ρC – объемная усредненная теплоемкость материала; E_r , E_z , E_θ – модули упругости в радиальном, осевом и окружном направлениях соответственно; G_{rz} – модуль сдвига в плоскости rz ; ρ – усредненная плотность материала; α – коэффициент линейного температурного расширения.

Таблица 1
Теплофизические и физико-механические свойства материала

№ области	1	2	3	4	5
$K_r, K_z, K_\theta, \text{Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$	40,6	28,0	13,0	31,0	110,0
$\rho C \cdot 10^{-6}, \text{Дж}/(\text{м}^3 \cdot \text{К})$	4,0	3,5	1,3	3,7	3,5
$E_r, E_z \cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	2,1	0,801	0,7385	1,064	1,064
$E_\theta \cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	2,1	0,2	0,2	0,2	20
$G_{rz} \cdot 10^{-5}, \text{МПа}$	0,808	0,2804	0,2586	0,3725	0,3725
$\rho \cdot 10^3, \text{кг}/\text{м}^3$	7,9	2,75	2,53	3,65	5,30
$\alpha \cdot 10^6, \text{К}^{-1}$	12,6	12,6	12,6	12,6	12,6

Для определения температурных полей и термонапряженного состояния в роторе генератора используется методика, разработанная на основе полуаналитического метода конечных элементов в цилиндрической системе координат [5]. Меридиональное сечение ротора (рис. 2) разбивается на конечные элементы в виде произвольных четырехугольников, а в окружном направлении решение аппроксимируется рядами Фурье.

Рассматривается задача определения термонапряженного состояния ротора на стационарном режиме работы. При этом имеют место две плоскости симметрии ($\theta = 0$ и $\theta = \pi/2$). Для достижения приемлемой точности получаемых результатов в расчетах удерживалось 11 четных гармонических составляющих ряда Фурье.

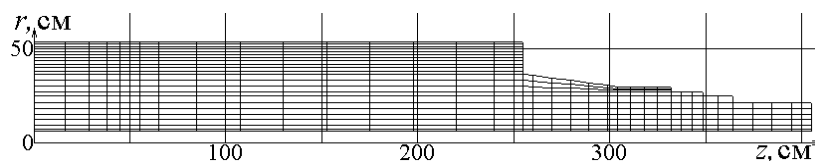


Рис. 2. Меридиональное сечение ротора

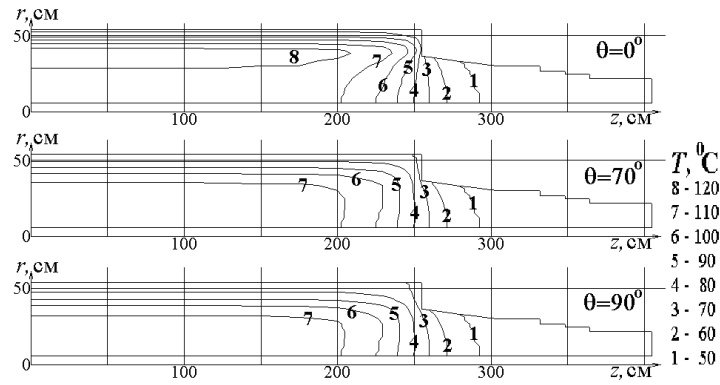


Рис. 3. Распределение изолиний температуры в меридиональных сечениях ротора на стационарном режиме

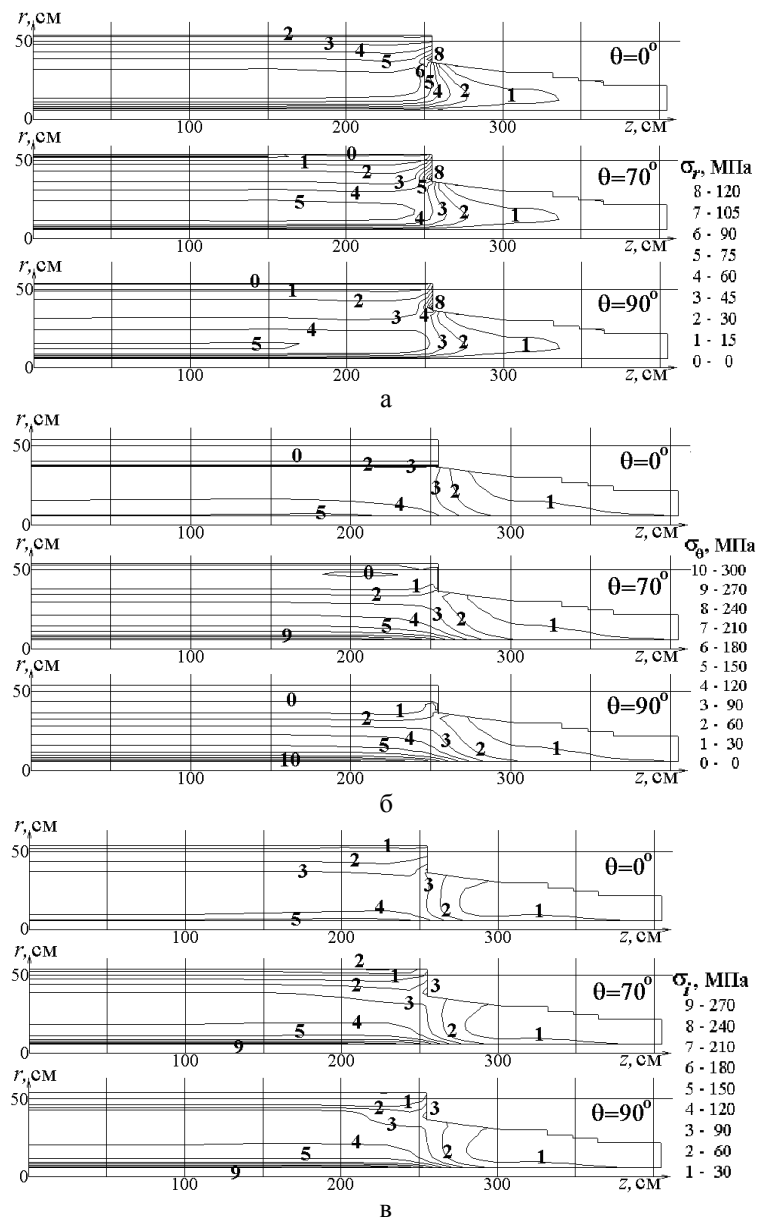


Рис. 4. Распределение радиальных и окружных напряжений, а также интенсивности напряжений в меридиональных сечениях ротора

Распределение температуры в меридиональных сечениях с координатами $\theta = 0^\circ$, $\theta = 70^\circ$ и $\theta = 90^\circ$, приведено на рис. 3. Радиальные, окружные напряжения и интенсивность напряжений в тех же сечениях приведены на рис. 4. Из полученных результатов можно заключить, что термонапряженное состояние генератора носит существенно трехмерный характер, а величина эквивалентных напряжений существенно превышает их уровень в роторах паровых турбин. Для получения истинных радиальных и осевых напряжений в зубьях необходимо усредненные напряжения в областях 2-4 увеличить пропорционально отношению истинного модуля упругости зубьев к усредненному (E_1/E_i , где i – номера областей ($i = 2, 3, 4$)).

Выполнены также расчеты напряженного состояния ротора, находящегося под действием только центробежных сил. Распределение интенсивности напряжений для этого случая показано на рис. 5. Сопоставляя результаты, приведенные на рис. 4, в и 5, можно заключить, что основной вклад в напряженное состояние ротора вносят центробежные силы.

В случае нарушения работы системы охлаждения обмоток, например из-за засорения каналов, отбор тепла в обмотках, расположенных в диаметрально противоположных плоскостях может отличаться. При этом имеет место только одна плоскость симметрии термонапряженного состояния ($\theta = 0$). Вследствие разности температур на диаметрально противоположных направлениях ротор будет ис-

кривляться в этой плоскости симметрии. Для достижения той же точности, что и при решении предыдущей задачи, удерживалась 21 гармоническая составляющая ряда Фурье.

Расчеты выполнены при заданной неравномерности отбора тепла в обмотках, приводящей к увеличению мощности источников тепловыделения Q_2 и Q_4 на 5 и 10% на одном из диаметрально противоположных участков окружности ($-62,5^\circ < \theta < -62,5^\circ$). Максимальные температуры в обмотках, как следует из расчетов, отличались при этом на 3°C и 5°C соответственно. Графики искривления оси ротора показаны на рис. 6. При неравномерности теплоотбора в 5% ($Q_2 = 210 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^3$; $Q_4 = 139 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^3$) в обмотке ротора возникает прогиб, создающий силы небаланса, превышающие вес ротора. Следует отметить, что напряженное состояние ротора при этом изменилось несущественно. Максимальная интенсивность напряжений возросла лишь на 0,26 и 0,52%.

Для оценки неравномерности ротора, влияющей на его колебания при вращении, определялся прогиб ротора только от собственного веса без учета температурных воздействий в плоскостях максимальной и минимальной жесткости. Максимальная стрела прогиба ротора вдоль оси в плоскостях $\theta = \pi/2$ и $\theta = 0$ достигает 0,421 и 0,476 мм соответственно, что указывает на неравномерность ротора в направлениях главных моментов инерции, которая составляет 13%.

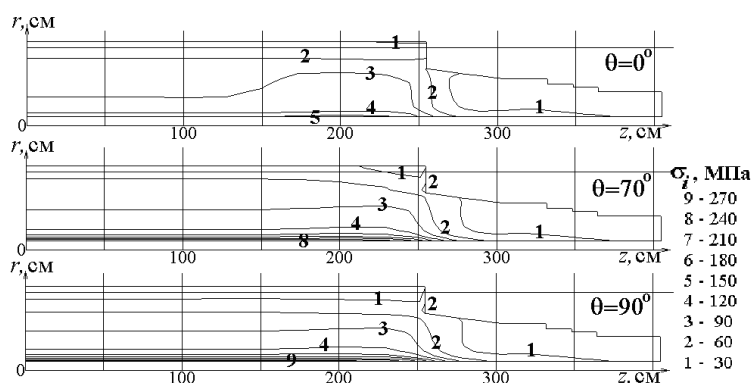


Рис. 5. Распределение интенсивности напряжений в роторе, находящемся под действием только центробежных сил

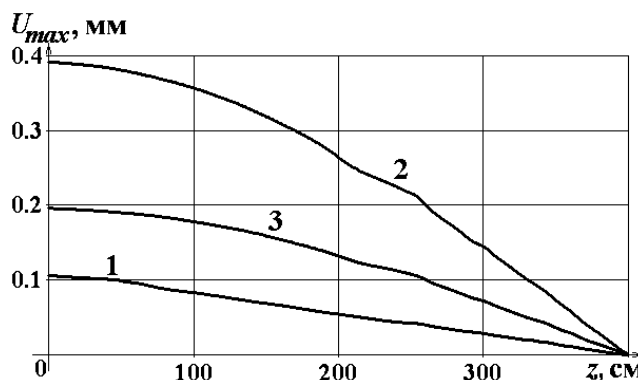


Рис. 6. Кривые искривления оси ротора при неравномерности отбора тепла в 10%:
1 – на участке ротора $0 < z < 50$ см; 2 – по всей длине; 3 – в 5% по всей длине

Таким образом, расчетные исследования показывают, что основной вклад в напряженное состояние ротора турбогенератора вносит нагрузка от центробежных сил.

Незначительная неравномерность теплоотбора в обмотках (5%) по всей длине ротора или большая неравномерность на части ротора (20%) приводит к его тепловому искривлению, создающему силы небаланса, превышающие вес ротора, что может привести к его повышенной вибрации.

Это явление может иметь место в эксплуатирующихся генераторах. Поэтому при диагностировании вибрационного состояния и оценке надежности необходимо учитывать отмеченный факт термоупругого искривления оси ротора, вызванный незначительной неравномерностью температуры в диаметрально противоположных направлениях. В случае выравнивания температур указанное явление исчезает. Этим можно объяснить наблюдаемые на практике значительные вибрации роторов, исчезающие со временем после снятия нагрузки на генераторе.

Предложенная методика в трехмерной постановке может быть использована при решении иных задач теплового и термонапряженного состояния генераторов.

Литература

1. Хуторецкий Г.М., Токов М.И., Толвинская Е.В. Проектирование турбогенераторов. – Л.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
2. Шульженко Н.Г. Добавочные потери в роторе турбогенератора при продолжительной несимметричной нагрузке / Н.Г. Шульженко, М.Г. Пантелют, Е.К. Руденко, Ю.В. Зозулин // Электротехника и электромеханика. – 2006. – № 1. – С. 54-57.
3. Ван Фо Фы Г.А. Конструкции из армированных пластмасс. – К.: Техника, 1971. – 220 с.
4. Кашарский Э.Г., Чемоданова Н.В., Шапиро А.С. Потери и нагрев в массивных роторах синхронных машин. – Л., 1968. – 198 с.
5. Шульженко Н.Г., Гонтаровский П.П., Протасова Т.В. Применение полуаналитического метода конечных элементов для решения трехмерных задач термомеханики в цилиндрических координатах // Вісник НТУ "ХП": Зб. наук. праць. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ "ХП". – 2004. – № 20. – С. 151-160.

Поступила в редакцию 21.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.К. Морачковский, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков.

УДК 519.252

С.И. ШАНЬКИН, Ю.Ф. БАСОВ, А.Ю. БАСОВ, А.А. ТРЕТЯК

ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

РАЗРАБОТКА И СОПРОВОЖДЕНИЕ ПАКЕТА ПРОГРАММ ДЛЯ РАБОТЫ С ИНТЕРАКТИВНЫМ ЭЛЕКТРОННЫМ КАТАЛОГОМ ДЕТАЛЕЙ И СБОРОЧНЫХ ЕДИНИЦ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрено внедрение и использование интерактивного электронного каталога деталей и сборочных единиц авиадвигателей. Представлены решения по организации быстрого доступа к информации каталога, повышению достоверности информации, оперативному получению печатных версий каталога и норм расхода запасных частей, переводу каталога на другие языки, облегчению формирования заказов на запасные части.

интегрированная логистическая поддержка, электронный каталог, интерактивность, бумажный документ, информационный комплекс, база данных, пакет программ

Введение

Для совершенствования сервисного обслуживания изделий создаются электронные технические документы, такие документы входят в комплекс интегрированной логистической поддержки (ИЛП). Одним из компонентов ИЛП в авиадвигателестроении является электронный каталог деталей и сборочных единиц (ЭК).

1. Формулирование проблемы

В соответствии с принятыми в международной практике стандартами применение ЭК должно предоставлять возможность получать данные в интерактивной форме, при этом решать некоторые проблемы, связанные с бумажными документами:

- Сложность процедуры проведения изменений.
- Хранение значительного объема информации в компактном виде (каталог по одному двигателю может состоять из нескольких книг).
- Затруднение процедур сервиса при заказе запасных частей.
- Перевод каталога на другие языки и его удобное представление в многоязычном виде.
- Быстрый поиск нужной информации.

Однако наряду с внедрением ЭК остается акту-

альным быстрое получение и сопровождение бумажных каталогов.

Вместе с тем на ОАО «Мотор Сич» выпускается и сопровождается достаточно широкая номенклатура двигателей и их модификаций, на которые давно существует эксплуатационная документация, как в бумажном виде, так и в электронном, в виде документов MSOffice, Adobe Acrobat и других и это значительные объемы информации. Отметим так же, что данные для каталогов основываются на базе данных конструкторско-технологической информации (КТИ), а сами каталоги оформляются с помощью программ MSOffice.

Однако для формирования высококлассных РЭ и каталогов в электронном виде такая информация, или ее представление, не всегда применима, недостаточна или неудобна в использовании. К тому же необходимо много времени и средств, в т.ч. покупка программных пакетов, привлечение дополнительного числа сотрудников, получение 3D моделей, видеоинформации и т.д.

Перечисленные выше причины и послужили толчком к принятию решения о разработке собственного пакета программ по составлению и сопровождению ЭК с возможностями оперативного получения печатных версий. Информационным напол-

нением для такого ЭК послужили бы существующие графические и текстовые документы, а так же импортированная информация из баз КТИ. При этом для составления интерактивных РЭ и каталогов на новые двигатели предполагалось использовать пакет TGBuilder.

2. Цель проекта

Целью разработки являлось получение пакета программ предназначенного для: составления интерактивных ЭК, просмотра ЭК в сети предприятия и на локальных ПК с возможностью формирования заказа запасных частей, формирование печатной версии каталога, перевода текста на другие языки, решения специфических задач, например, тиражирования локальных версий ЭК. Этот пакет необходимо было разработать за максимально короткое время. При этом программы пакета должны были иметь простой и доступный интерфейс, высокую производительность, возможность управления доступом к ресурсам для различных пользователей.

3. Реализация проекта

3.1. Структура информационного комплекса ЭК. Для достижения поставленных целей были приняты соответствующие нормативные документы и сформирована рабочая группа. В результате был разработан ЭК-информационный комплекс, состоящий из базы данных каталогов деталей и сборочных единиц авиационных двигателей и пакета программ, необходимых для работы с этой базой (структура комплекса представлена на рис. 1).

База данных включает в себя текстовую и графическую информацию по деталям и узлам двигателей, связанную по определенным атрибутам между собой.

Пакет программ состоит из редактора каталога, переводчика текста на другие языки, утилиты импорта данных и анализа содержимого каталога (импорт необходимых данных из КТИ и файлов

MSExcel, а так же анализ этих данных), утилиты создания локальной версии каталога, Просмотрщик локальной версии каталога, Просмотрщик сетевой версии каталога. Пакет программ спроектирован на основе технологии клиент-сервер, что дает возможность коллективной работы с базой данных. Применение таких информационных технологий позволило решить перечисленные выше трудности и задачи, кроме того, появились следующие свойства и возможности:

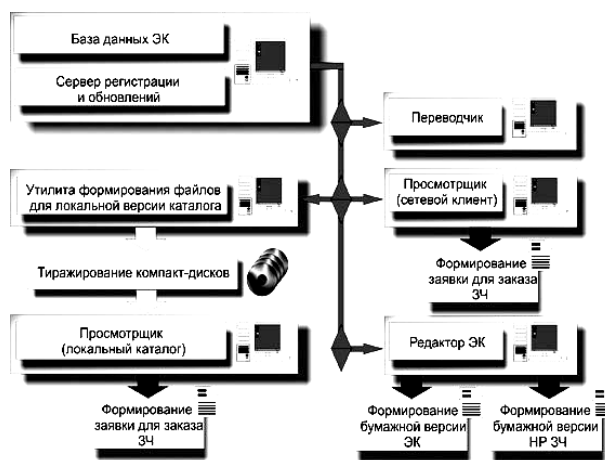


Рис. 1. Структура информационного комплекса

- Изменения доступны с момента их проведения для всех клиентов.
- Многоязычная поддержка данных каталога.
- Быстрый поиск деталей и сборочных единиц в одном или нескольких двигателях с возможностью навигации по найденным позициям.
- Оперативное получение печатной версии каталога согласно стандарту ГОСТ 18675-79.
- Значительно упрощается перевод. Однажды переведенному слову или словосочетанию, при вводе, перевод будет назначен автоматически.
- Заказ на запасные части выполняется в электронном виде и затем может быть распечатан.

3.2. Основные программные компоненты комплекса.

3.2.1. Редактор ЭК. Редактор ЭК предназначен для составления и редактирования ЭК и выпуска печатных версий каталога согласно ГОСТ 18675-79.

В нем выполняется добавление и редактирование текстовой и графической информации, назначение связей между текстовыми и графическими данными (рис. 2 – 5).

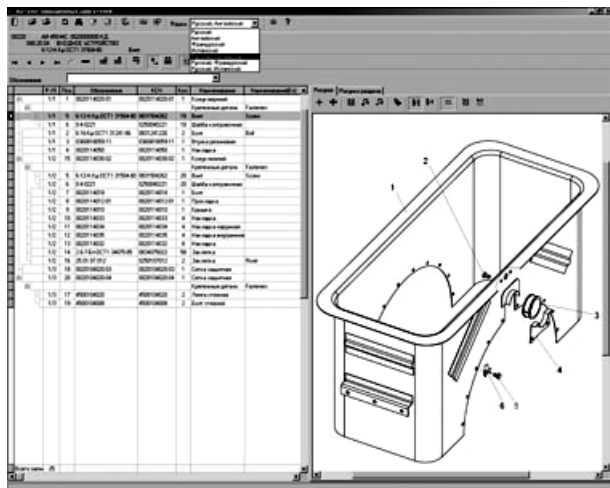


Рис. 2. Просмотр содержимого раздела

Структура данных ЭК имеет иерархическое представление в виде «каталог-раздел-содержимое раздела».

Представление текстовой информации выполнено с учетом входимости детали или узла в другой узел или группу. Данные ЭК могут быть представлены на одном из четырех языков: русском, английском, французском и испанском, или на двух одновременно – русском и одном из иностранных.

Текстовые и графические данные могут быть связаны по определенным атрибутам – рисунок, лист рисунка, позиция. Такой подход позволяет не тратить время на поиск соответствия позиции текст-рисунок, а по нажатию в графической области или выборе в таблице сразу получить соответствие.

Редактирование содержимого раздела, возможно, при включении соответствующего инструментария, отдельного для текста и графики, при этом остаются видимыми текстовая и графическая области. В случае необходимости графику можно убрать с экрана. Возможна коллективная работа, когда один оператор вводит текстовую информацию, а другой рисунки и проставляет позиции.

Для поиска детали или узла имеется специальный инструмент, с возможностями поиска по неполной информации, по различным реквизитам и их комбинации. Предусмотрена возможность перехода на выбранную деталь из окна поиска.

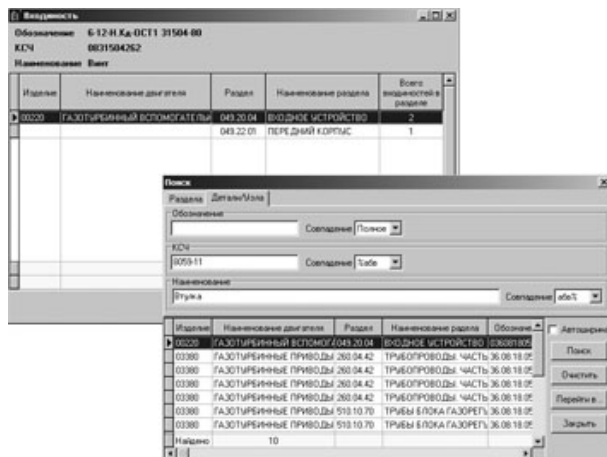


Рис. 3. Инструментарий поиска

ЭК может быть представлен в виде цифрового указателя (ЦУ) – производного документа на основе данных ЭК. ЦУ имеет вид одного информационного блока со всеми записями каталога, отсортированными по обозначению. Такое представление позволяет получить более быстрый доступ ко всей информации каталога, анализировать использование той или иной детали в разных разделах, видеть как будет выглядеть ЦУ на бумаге. Кроме того, интерфейс редактора позволяет через ЦУ выполнять и редактирование данных. Хотя следует отметить, что ЦУ больше требуется для печатной версии каталога, чем электронной.

ЭК также содержит нормы расхода запасных частей (НРЗЧ) для капитального ремонта двигателя. Эта информация доступна как в электронном виде, так и для получения печатной версии книг по НРЗЧ.

Формирование бумажной версии каталога выполняется путем экспорта текстовых и графических данных в файлы MSWord. Каждый раздел каталога – отдельный файл. Пофайловый вывод разделов упрощает проведение изменений в бумажном каталоге. Редактор ЭК позволяет выводить каталог цели-

ком и отдельно выбранные разделы. При выводе всего каталога предлагается разделить его на книги.

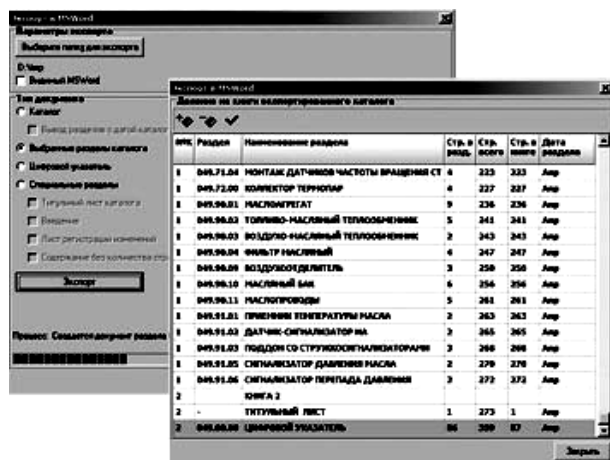


Рис. 4. Формирование бумажной версии каталога

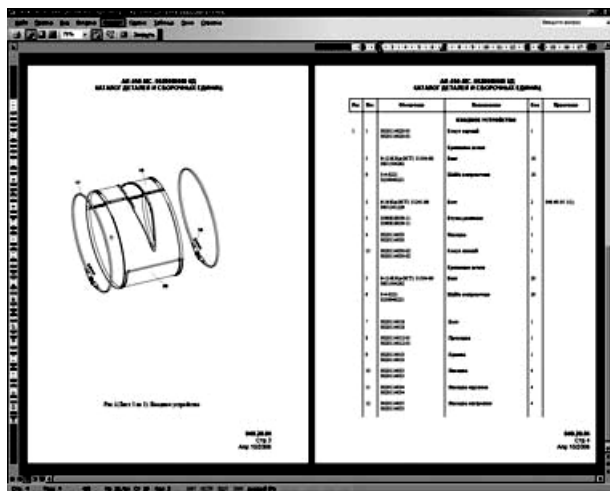


Рис. 5. Раздел бумажной версии каталога

Из дополнительных возможностей ЭК можно отметить инструмент для экспорта данных в TGBuilder через промежуточный формат MSeXcel.

3.2.2. Просмотрщики ЭК. Следующие важные компоненты – просмотрщики ЭК для работы в сети и на локальном компьютере. Это две разные программы с идентичным интерфейсом, но работающие с разными источниками данных, кроме того, локальная версия не несет в себе информацию по НРЗЧ (рис. 6).

Принцип отображения информации и работы с приложением такой же, как и в редакторе, однако, просмотрщики в отличие от редактора не имеют

инструмента для ввода и редактирования информации. Основные функции – электронное представление каталога и формирование заявок ЗЧ.

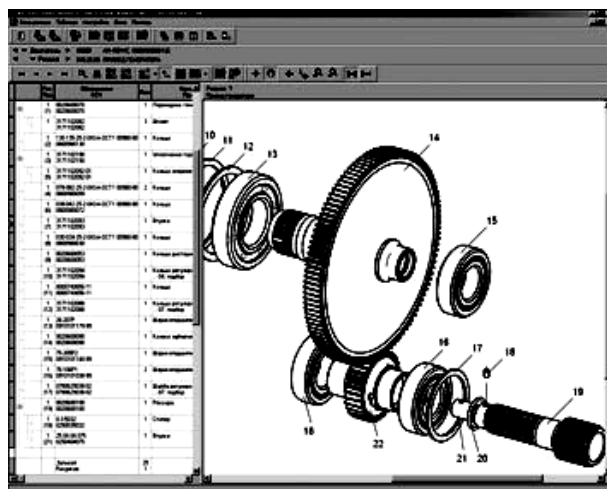


Рис. 6. Просмотрщик каталога с развернутым окном раздела

Просмотрщики ЭК имеют удобный многооконный интерфейс, в котором возможен одновременный просмотр каталогов разных двигателей, разных разделов одного двигателя, или просмотр нескольких рисунков. Навигатор каталогов, специальный инструмент в левой части главного окна, позволяет получить мгновенный доступ к любому разделу любого каталога (рис. 7).

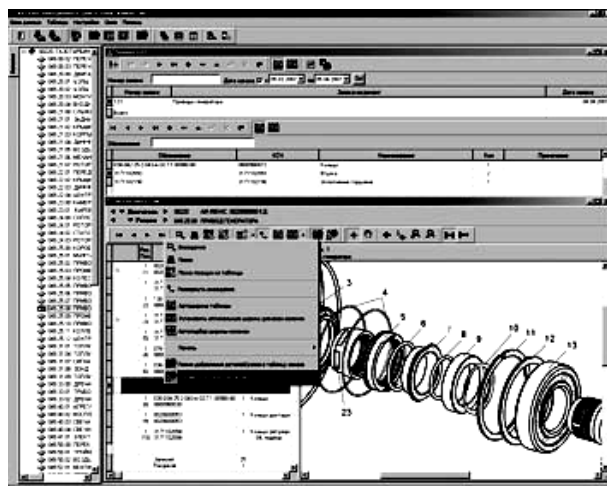


Рис. 7. Формирование заказа запасных частей

Как упоминалось выше, одним из назначений просмотрщиков является формирование заявок для

заказа запасных частей, на рисунке 7 мы видим процедуру формирования заявки на ремонт. Наполнение содержимого заявки выполняется из окна просмотра. Сформированная таким образом заявка может быть экспортирована в файл MSWord или MS Excel, или распечатана.

Данные по заказам в сетевой версии доступны только пользователям, имеющим определенные привилегии.

3.2.3. Переводчик ЭК. Поскольку ЭК по условию технического задания должен был иметь возможность представлять данные и на иностранных языках, то возникла необходимость быстрого перевода текста. Для этого был разработан еще один компонент программного пакета – переводчик ЭК. Переводчик имеет следующие возможности: автоматический перевод текста каталога на основе выполненных ранее переводов, исправление неоднозначного перевода (например, когда одному слову соответствует несколько переводов), распределение прав доступа к полям различным пользователям (переводчикам).

3.2.4. Сервер регистрации и обновлений. Для контроля доступа к ЭК со стороны клиентов и облегчения обновления программ пакета, был разработан сервер регистрации и обновлений. Он позволяет контролировать работу программ пакета на удаленных ПК, при этом ведется журнал. Возможно установить опцию, при которой программы на незарегистрированных на сервере ПК выполняться не будут. Кроме того, сервер позволяет обновить программу на удаленном ПК в автоматическом режиме или вручную.

3.2.5. Программа формирования локальной версии ЭК. Задача утилиты формирования локального ЭК заключается в том, чтобы сформировать группу файлов для просмотра какого-либо одного

или нескольких каталогов двигателей вне сети предприятия. Группа включает в себя просмотрщик ЭК, базу данных ЭК, шаблон базы данных заказов и другие служебные файлы.

Сформированный т.о. проект ЭК записывается на компакт диск, и затем может просматриваться прямо с него.

Выводы.

Перспективы развития ЭК

Благодаря такому комплексу свойств и возможностей программного пакета уменьшились затраты времени на разработку и сопровождение каталогов как в электронном так и бумажном виде. Значительно сократилась доля ручного труда при формировании печатных версий. Идентичное представление данных ЭК и бумажного каталога упрощает совместную работу с этими документами.

Интерактивность ЭК увеличивает качество восприятия информации и уменьшает время её поиска, как в текстовой, так и в графической области.

Отметим, что с помощью редактора ЭК уже было сформировано и выпущено несколько каталогов двигателей, а так же были проведены изменения в существующих бумажных каталогах.

В дальнейшем ЭК планируется более тесно интегрировать с информационной системой сопровождения состава изделия, например применяемой в данное время КТИ или, в дальнейшем, принятой на заводе PDM системой. Развивать возможности ЭК в плане используемых форматов графических данных, расширять инструментарий управления данными.

Поступила в редакцию 21.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Качан, Запорожский Национальный Технический Университет, Запорожье.

УДК 621.438.001.57 : 629.7.036.3 : 536.242

П.Г. КРУКОВСКИЙ¹, Д.Д. ЮРЧЕНКО¹, С.Б. РЕЗНИК²

¹*Институт технической теплофизики НАН Украины*

²*ГП Запорожское машиностроительное конструкторское бюро «Прогресс»
им. академика А.Г. Ивченко, Украина*

ВЕРИФИКАЦИЯ ТРЕХМЕРНОЙ CFD-МОДЕЛИ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ОХЛАЖДАЕМОЙ ЛОПАТКИ ГТД ПО ДАННЫМ ТЕМПЕРАТУРНЫХ ИЗМЕРЕНИЙ

Описана разработанная авторами трёхмерная CFD-модель гидродинамики и теплообмена охлаждаемой лопатки ГТД в сопряжённой постановке. Проведена верификация модели путем качественного сравнения расчетных и экспериментальных газодинамических течений в канале охлаждения и межлопаточном канале и количественного сравнения гидравлических характеристик каналов, а также значений температур в ряде сечений лопатки. Результаты верификации показали удовлетворительное совпадение соответствующих характеристик и температур, что позволяет использовать CFD-модель для оптимизации рабочих параметров как самой лопатки, так и системы ее охлаждения.

охлаждаемая лопатка ГТД, моделирование, CFD-модель, верификация модели

Введение

В настоящее время получил развитие численный метод расчёта газодинамического обтекания и температурного режима лопаток ГТД, называемый CFD (Computational Fluid Dynamics) подходом или технологией, основанный на методе контрольного объёма и позволяющий выполнять трёхмерное моделирование полей давлений, скоростей и температур. К наиболее совершенным компьютерным программам, реализующим метод контрольного объёма, можно отнести программы STAR-CD, FLUENT, CFX. Они позволяют создавать CFD-модели теплообмена между лопаткой, горячим газом и охлаждающим воздухом в сопряжённой постановке. Очень важно, что такая постановка позволяет отказаться от задания коэффициентов теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях лопатки. В опубликованных ранее авторами работах [1 – 3] была разработана и исследована трехмерная CFD-модель охлаждаемой лопатки ГТД (рис. 1) в сопряженной постановке. Детальный анализ теплообмена в межлопаточном канале и теплового состояния лопатки ГТД в сопряженной стационарной постановке приведен в [1, 2].

В работе [3] проведена верификация теплообмена в канале охлаждения лопатки ГТД. Лопатку ГТД со стороны межлопаточного канала обтекает горячий рабочий газ с температурой торможения 1229 К и давлением торможения $3.786 \cdot 10^5$ Па. На вход в канал охлаждения лопатки ГТД поступает воздух с температурой 565 К и давлением $1.998 \cdot 10^5$ Па.

Целью работы является верификация разработанной авторами трёхмерной CFD-модели охлаждаемой лопатки ГТД в сопряжённой постановке путем качественного сравнения расчетных и экспериментальных газодинамических течений в канале охлаждения и межлопаточном канале и количественного сравнения гидравлических характеристик каналов, а также значений температур в ряде сечений лопатки.

1. Трёхмерная CFD- модель

Рассматривается CFD-модель теплового состояния охлаждаемой рабочей лопатки ГТД (рис. 1, б) совместно с внешним межлопаточным каналом (рис. 1, а) и сложным внутренним каналом охлаждения (рис. 1, в) в трёхмерной сопряжённой постановке.

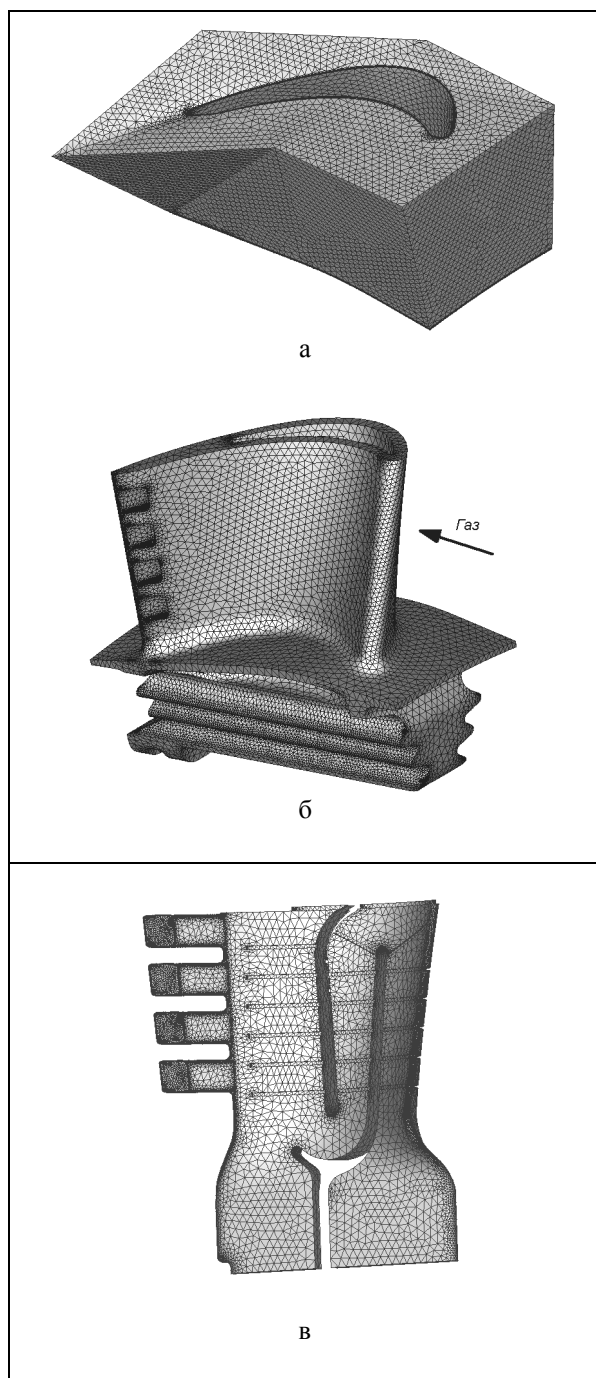


Рис. 1. Геометрия и расчетная сетка модели:
а – межлопаточного канала; б – тела лопатки;
в – канала охлаждения с наложенной сеткой

Следует напомнить, что CFD-модели представляют собой физико-математическое представление исследуемого объекта и/или процесса, основанное на численном решении системы уравнений Навье-Стокса, реализованное, как правило, в среде компьютерной программы. Такие CFD-модели разрабатываются в том числе и для расчета теплового состоя-

ния лопаток ГТД в сопряженной постановке, что подразумевает расчет теплообмена на границе между жидкостью и твердым телом при граничных условиях четвертого рода (условиях сопряжения). Теплообмен между жидкостью и твердым телом в сопряженной постановке определяется из совместного решения уравнений переноса и энергии в области жидкости и уравнения теплопроводности в области твердого тела.

На рис. 1, а изображен межлопаточный канал, который представляет собой циклический сегмент рабочего колеса. Лопатка, высота которой составляет 14 мм, содержит четыре горизонтальных выходные отверстия системы охлаждения, а также одно радиальное (рис. 1, б).

Для моделирования гидродинамических и тепловых процессов используется численный метод контрольного объема, хорошо описанный в литературе (например [4]) и в полной мере реализованный в программе STAR-CD [5]. Исследование стационарного теплового состояния охлаждаемой лопатки выполняется методом установления, при этом численно решается полная система дифференциальных уравнений Навье-Стокса, осредненная по Рейнольдсу [4], сохранения энергии и система дифференциальных уравнений для k - ϵ модели турбулентности.

Плотность газа изменяется в соответствии с уравнением состояния идеального сжимаемого газа, динамическая вязкость, теплопроводность и изобарная теплоемкость являются функциями температуры. На боковых поверхностях межлопаточного канала вдоль проточной части (рис. 1, а) задавались условия цикличности.

На входе в межлопаточный канал принимались переменные по высоте параметры потока: давление, температура, угол входа потока и постоянная начальная интенсивность турбулентности 5%. На выходе из газового канала задавалось статическое давление, на входе в канал охлаждения – давление, температура и интенсивность турбулентности 5%.

Расход воздуха через систему охлаждения составил ~1,5% от расхода газа через межлопаточный канал. В межлопаточном канале моделировалось трансзвуковое течение вязкого сжимаемого теплопроводного газа. Сеточная модель области решения содержала 3.5 млн. контрольных объёмов.

2. Качественная и интегральная верификация модели

С помощью описанной выше CFD-модели были получены трёхмерные поля температур, давлений и скоростей в обоих каналах и в теле лопатки, представленные в [1, 2]. Представляет большой интерес качественная и количественная верификация разработанной сложной CFD-модели. Под верификацией здесь подразумевается проверка адекватности разработанной CFD-модели путем сопоставления рассчитанных характеристик с известными из натурного эксперимента или представленных в научной литературе. Под качественной верификацией подразумевается анализ и сравнение расчетных и экспериментально наблюдаемых газодинамических течений в канале охлаждения и межлопаточном канале, а также сравнение интегральных гидравлических характеристик каналов по величине расходов газа и воздуха. На рис. 2 представлены линии тока в поперечных сечениях межлопаточного канала. Полученные при помощи разработанной CFD-модели вихреобразования в области межлопаточного канала качественно согласуются с вихреобразованиями, наблюдаемыми различными авторами (например [6]) при экспериментальных исследованиях, что свидетельствует о качественной адекватности разработанной CFD-модели в части гидродинамики в межлопаточном канале.

Проведенное сравнение величины расхода газа в межлопаточном канале и величины крутящего момента, полученных при помощи разработанной модели, со значениями, полученными экспериментально в ЗМКБ "Прогресс", показало отличие в 1,3%

и 1,25% соответственно. Сравнение расхода в канале охлаждения исследуемой лопатки ГТД, полученной при помощи разработанной модели, со значением, полученным экспериментально в ЗМКБ "Прогресс", показало отличие в 1,5%, что уже свидетельствует о количественной адекватности разработанной CFD-модели в части интегральных гидравлических характеристик каналов по величине расходов газа и воздуха.

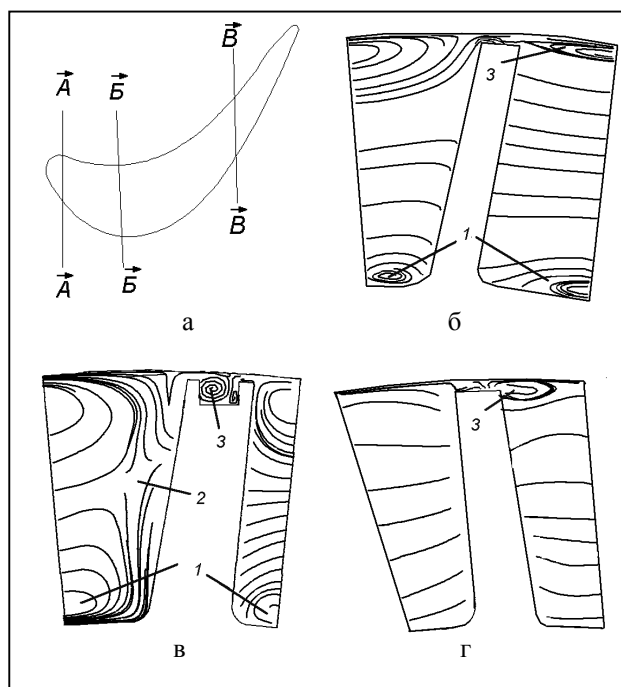


Рис. 2. Линии тока в поперечных сечениях:
а – межлопаточного канала; б – сечение А-А;
в – сечение Б-Б; г – сечение В-В;
1 – шнур подковообразного вихря;
2 – канальный вихрь; 3 – торцевой вихрь

Проведен также анализ и качественное сравнение с литературными данными течения в канале охлаждения лопатки ГТД и цилиндрическом канале с интенсификаторами теплообмена. На рис. 3 представлены линии тока, полученные при экспериментальном исследовании течения в канале с интенсификаторами теплообмена и полученные при помощи CFD-модели в канале с интенсификаторами теплообмена, которые, как видно из рисунка, качественно также хорошо согласуются. При этом наблюдаются все типичные вихревые структуры.

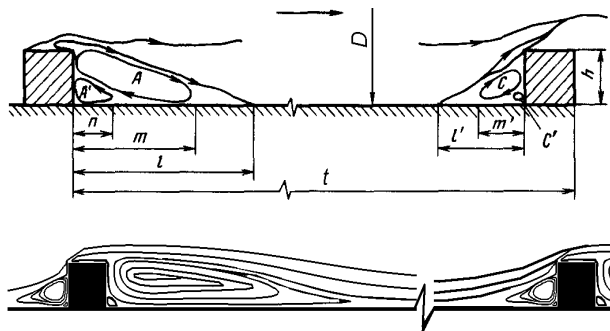


Рис. 3. Вихревая структура в канале с интенсификаторами теплообмена, наблюдаемая экспериментально (верхний рисунок) и полученная при помощи CFD-модели (нижний рисунок)

3. Количественная верификация модели

В работах [1 – 3] приведены результаты верификации модели теплового состояния охлаждаемой лопатки, а также верификация и идентификация структурных параметров модели канала охлаждения с интенсификаторами. Методика верификации CFD-моделей теплового состояния исследуемых объектов в сопряженной постановке, изложенная в [3], не требует экспериментальных температурных измерений исследуемого объекта, а позволяет использовать представленные в научной литературе критериальные зависимости для расчета коэффициентов теплоотдачи. Разработанная методика носит общий характер и применима к любым CFD-моделям в сопряженной постановке. На основе этой методики была проведена количественная верификация модели охлаждаемой лопатки ГТД по величине коэффициента теплоотдачи вдоль профиля лопатки в среднем по высоте сечения. Верификация проводилась отдельно как для межлопаточного канала, так и для канала охлаждения лопатки. Так отличие по коэффициентам теплоотдачи в области входной и выходной кромок лопатки составило 4,5%, в средней части профиля – 17%, что находится в пределах погрешности самих эмпирических зависимостей. Отклонение среднего по шагу оребрения коэффициента теплоотдачи в канале охлаждения (рис. 3) составило 11,6%, что свидетельствует о хорошей количе-

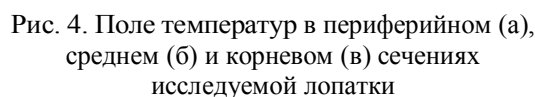
ственной адекватности разработанной CFD-модели в части теплообмена в межлопаточном канале и канале охлаждения. Естественно, что наибольший интерес представляет верификация такой модели по прямым измерениям температур на самой лопатке, результаты которой и представлены ниже.

На рис. 4 представлены поля температур в трех сечениях исследуемой лопатки, полученные при помощи разработанной CFD-модели и экспериментальные значения, полученные в ЗМКБ "Прогресс". На выносках показано отличие между расчетными и экспериментально полученными значениями температур. Подробный анализ представленных полей позволяет отметить, что наибольшее среднее отличие расчетных и экспериментальных значений температур наблюдается в периферийном сечении и составляет 10,5 °C. В среднем сечении среднее отклонение составляет 1,5 °C, а в корневом – 3,9 °C. В целом такое отличие расчетных и экспериментальных значений температур подтверждает адекватность разработанной CFD-модели охлаждаемой лопатки в двухсторонней сопряженной постановке. Более того, такое хорошее совпадение свидетельствует о правомерности предложенного в работе подхода верификации CFD-моделей в сопряженной постановке при помощи данных по теплообмену, представленных в литературе. На основании представленных результатов можно также утверждать, что если коэффициенты теплоотдачи и температуры омывающих сред на поверхностях теплообмена заданы правильно, то и поле температур также будет правильным.

Полученные при помощи разработанной CFD-модели поля температур можно также использовать для расчета напряженно-деформированного состояния лопатки и, следовательно, замкнуть процесс термopочностного проектирования лопатки ГТД.

Выводы

1. Описана трёхмерная CFD-модель гидродинамики и теплообмена охлаждаемой лопатки ГТД в двухсторонней сопряжённой постановке.



Рецензент: д-р техн. наук Г.А. Фролов, Институт проблем материаловедения им. И.Н. Францевича НАНУ, Киев.

УДК 629.7.02 : 620.191.3.001.57

O. KUCHER¹, V. KHARYTON², J.-P. LAINE², F. THOUVEREZ²

¹*National Aviation University, Aeroengines department, Ukraine*

²*Ecole Centrale de Lyon, Laboratory of Tribology and System Dynamics, France*

HARMONIC BALANCE METHOD IMPLEMENTATION FOR CRACK BREATHING PROCESS SIMULATION

The harmonic balance method was applied to simulate nonlinear behaviour of the cracked structure subjected to the external periodic excitation. Such nonlinearity occurs then crack's sides come to the contact and it is known as crack breathing process. Contact interaction was simulated by penalty method and expression for contact force approximation was proposed.

contact, crack, crack breathing, harmonic balance, degree of freedom, eigenmode, penalty stiffness

Introduction

The motivation for this study comes from inside crack contact process inducing nonlinear behavior of the cracked rotating structures like turbine or compressor blades subjected to periodical external excitation. The main goal is to create simple mathematical model able to simulate such nonlinearity and the main ideas of that would be projected on more complex models for their subsequent utilization in methods for blade-in crack presence identification, like blade-tip timing method [8].

Generally analytical solutions of such dynamical systems are practically impossible to obtain and thus researchers and engineers turn to numerical techniques. The systems usually are first discretized as a set of non-linear ordinary differential equations with high dimension. Traditional direct time integration solution techniques are then applied. However, this process is extremely time-consuming. Therefore, it is a way to examine new and more efficient techniques to reduce the computational costs. One such technique is related with harmonic balance (HB) method.

There are several ways to implement the harmonic balance method, among which three approaches are particularly attractive: classical harmonic balance method, the high-dimensional harmonic balance method and incremental harmonic balance method. The HB method gives accurate enough results but it is difficult

to implement it for high-dimensional systems or for systems with complex or non-smooth nonlinearities. On the other hand, the high-dimensional HB method [5] is easy to implement for high-dimensional systems regardless of the nonlinearities complexity, but it may produce spurious solutions in addition to the physically meaningful solutions. Also the incremental HB method is capable of dealing with strongly non-linear systems to any desired accuracy [3, 6].

As for our first attempt to implement such technique to crack breathing caused nonlinearities the classical HB method was decided to employ.

1. Harmonic balance method

Harmonic balance method is one of the most widely used methods for nonlinear dynamic analysis. The basic physics is to transform the problem under consideration into a set of nonlinear algebraic equations by truncated Fourier series. Next, the equations are expanded, and the terms associated with each harmonic are then balanced. This method gives us a possibility to obtain periodical solution (response) of the nonlinear system on an external periodical excitation. The response is supposed to be of the same period with excitation frequency.

In our case cracked structure is presented by flat plate with dimensions 0,1*0,1 m and restrained at

bottom line (fig. 1). Then it was meshed to create finite-elements model. Crack presence in the structure was simulated by introducing additional node creating the contact pair. The external load was applied to the top right corner of the plate as the point force with amplitude 100N and excitation frequency 2000 rad/sec that is close to the first eigenfrequency of the cracked plate model (2300 rad/sec). Such loading mode was chosen to be a bit close to the simulation of the gas-turbine engine turbine or compressor blade excited oscillation. As material properties the next data were accepted: Young's modulus $2 \cdot 10^9$ N, Poisson's ratio – 0,3 and density -7800 kg/m^3 .

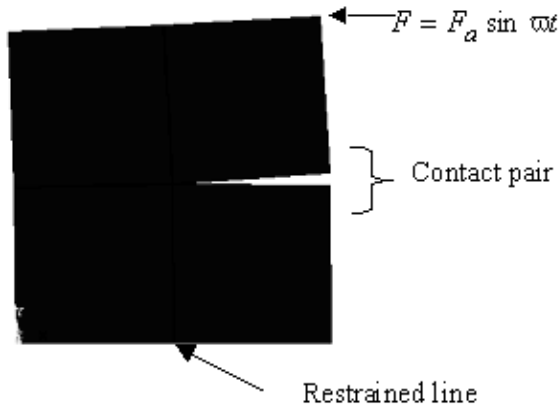


Fig. 1. Simplified two-dimensional model of the cracked structure

Firstly, all loading and contact interaction processes simulations were fulfilled by finite-elements method in ANSYS finite-elements software. Plate was discretized by plane elements plane42 and the contact one – contac12. Cracked interface interaction was modelled by node-to-node contact element with the using of penalty method. Normal penalty level was accepted as 10^{11} N/m . The level of the modal damping ratio – $\xi=0.001$. On the fig. 2 the time-history of the finite-elements simulation results is shown.

Then both mass and stiffness matrices of the finite-elements model were transferred to MATLAB engineering software for subsequent processing. Then the system matrices were transformed to rearrange absolute displacement between contact nodes to the relative ones [1].

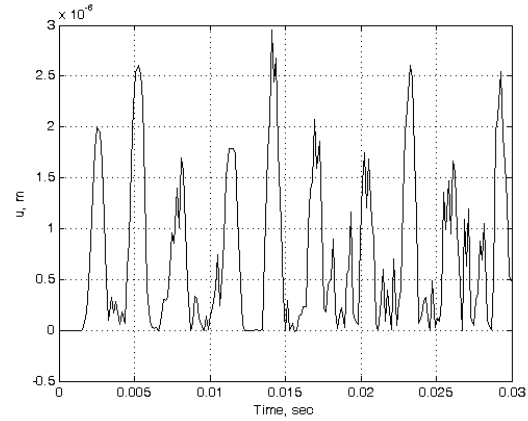


Fig. 2. Time-history of the relative vertical displacement between crack tips in ANSYS

As it was mentioned before the HB method gives us the possibility to obtain periodical solution passing to the frequency domain. So the solution is represented in the following form:

$$u(t) = a_0 + \sum_{k=0}^{\infty} a_k \cos k\omega t + \sum_{k=0}^{\infty} b_k \sin k\omega t, \quad (1)$$

where a_0 , a_k , b_k – Fourier series coefficients, ω – excitation frequency.

In general case system motion equation is expressed by:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}_{\xi}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} + \mathbf{F}_{nl}(\mathbf{u}) = \mathbf{F}(t), \quad (2)$$

where $\mathbf{M}$ – mass matrix; $\mathbf{K}$ – stiffness matrix; $\mathbf{C}_{\xi}$ – damping matrix; $\mathbf{u}$ – displacements vector; $\mathbf{F}_{nl}$ – nonlinear force vector; $\mathbf{F}$ – external excitation time-varying periodic force vector.

Damping matrix was calculated on the base of modal damping ratio ξ from the next relation:

$$\phi^T \mathbf{C}_{\xi} \phi = 2\xi\omega_c; \quad \mathbf{C}_{\xi} = (\phi^T)^{-1} 2\xi\omega_c (\phi)^{-1},$$

where ϕ – eigenmodes vector; ω_c – diagonal matrix of eigenfrequencies.

Then we are searching for the $u(t)$ in the form of the truncates trigonometric series of $k = 1, \dots, N$ harmonics:

$$u(t) = a_0 + \sum_{k=0}^N a_k \cos k\omega t + \sum_{k=0}^N b_k \sin k\omega t. \quad (3)$$

The j -th nonlinear degree of freedom could be expressed in the same way as (1)

$$u_{nl}^j = a_{nl0} + \sum_{k=0}^N a_{nlk} \cos k\omega t + \sum_{k=0}^N b_{nlk} \sin k\omega t. \quad (4)$$

If we put equation (1), (4) to (2) the last would be changed to:

$$\mathbf{A}\tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{b}(\tilde{\mathbf{u}}) = \mathbf{C}, \quad (5)$$

where $\mathbf{A}$ is diagonally symmetric in block matrix:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{L}_0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \mathbf{L}_1 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \mathbf{L}_N \end{bmatrix}_{N_{dof}(2k+1) \times N_{dof}(2k+1)}; \quad (6)$$

$$\mathbf{L}_0 = \mathbf{K}; \quad \mathbf{L}_k = \begin{bmatrix} \mathbf{K} - (k\omega)^2 \mathbf{M} & k\omega \mathbf{C} \\ -k\omega \mathbf{C} & \mathbf{K} - (k\omega)^2 \mathbf{M} \end{bmatrix};$$

$\mathbf{b}$ – nonlinear member:

$$\mathbf{b}(\tilde{\mathbf{u}}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_s} \int_0^{T_s} F_{nl} dt \\ \frac{2}{T_s} \int_0^{T_s} F_{nl} \cos(k\omega t) dt \\ \frac{2}{T_s} \int_0^{T_s} F_{nl} \sin(k\omega t) dt \\ \dots \end{bmatrix}_{N_{dof}(2k+1) \times 1}, \quad (7)$$

where $T_s = 2\pi/\omega$ – excitation period;

$\mathbf{C}$ – external excitation force member:

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_s} \int_0^{T_s} F dt \\ \frac{2}{T_s} \int_0^{T_s} F \cos(k\omega t) dt \\ \frac{2}{T_s} \int_0^{T_s} F \sin(k\omega t) dt \\ \dots \end{bmatrix}_{N_{dof}(2k+1) \times 1}; \quad (8)$$

$\tilde{\mathbf{u}}$ – vector of Fourier series coefficients:

$$\tilde{\mathbf{u}} = [a_0 \quad a_1 \quad b_1 \quad \dots \quad a_N \quad b_N]^T. \quad (9)$$

Any conventional numerical integration techniques could be applied for integral calculation in (7) and (8), in our case the trapezoidal method was used.

1.2. Linear solution. The linear problem was solved without taking into account nonlinear member (7) in the equation (5). $k = 5$ harmonics were used for solution:

$$\tilde{\mathbf{u}} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{C}. \quad (10)$$

Then using (1) the coefficients obtained by (10) are collected in the vector form (9) and used to calculate nodal displacements (inverse Fourier transformation). The solution is shown on fig. 3. There are two curves. One is subjected to the relative vertical displacement between contact nodes “contact point” and another one – to the horizontal displacements at the tip point (node of excitation force application) “force point”.

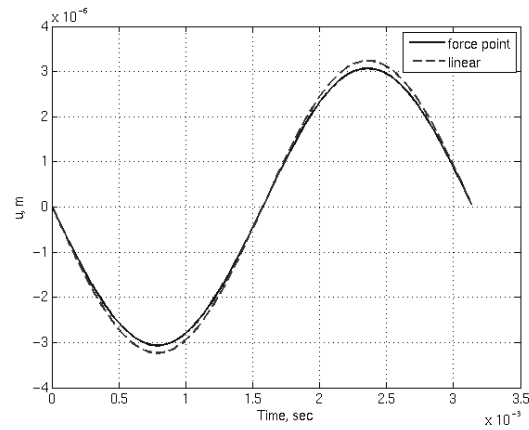


Fig. 3. Linear solution by HB method

It is seen also from fig. 3 that there are very small difference between the solutions at two different points due to the absence of nonlinearity and supposition that crack is always opened.

1.3. Nonlinear force representation. The nonlinear force representation is one of the most important tasks in any nonlinear analysis, as well as for the harmonic balance method. In our case we have only one nonlinear degree of freedom (relative vertical displacement between contact nodes).

For the contact force determination the Lagrange multipliers or penalty methods could be utilized. The easiest way is to use the penalty method to approximate this force by the following expression:

$$F_{nl} = k_{nl} \cdot \left(\frac{u_{nl} + |u_{nl}|}{2} \right), \quad (11)$$

where k_{nl} – penalty stiffness and u_{nl} – nonlinear dof

displacement. Penalty stiffness value should be chosen to provide minimum penetration in the contact zone.

It should be mentioned the disadvantage of such nonlinear force approximation when it cross the zero.

So then $u_{nl}=0$, $\partial F_{nl} / \partial u_{nl} \rightarrow \infty$.

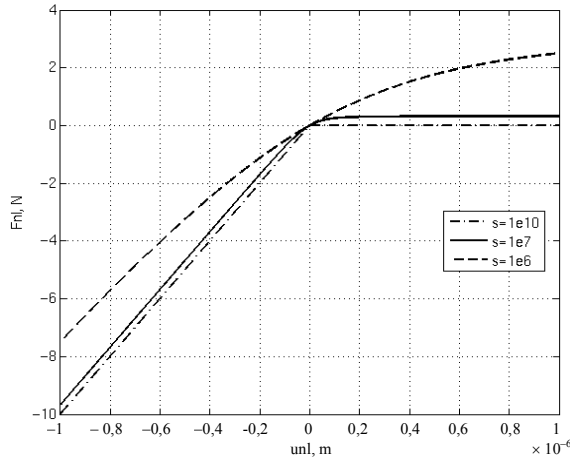


Fig. 4. Nonlinear force representation

Thus the calculation of the Jacobean will be theoretically unattainable. In order to pass up such problem the smoothing function should be applied. In the work [2] tangent function was used for smoothing.

$$\mathbf{Jb}(\tilde{\mathbf{u}}) = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_s} \int_0^{T_s} \frac{\partial F_{nl}}{\partial u} [\mathbf{I}_{N_{dof}}, \mathbf{I}_{N_{dof}} \cos(k\omega t), \mathbf{I}_{N_{dof}} \sin(k\omega t), \dots] dt \\ \left\{ \begin{array}{l} \frac{2}{T_s} \int_0^{T_s} \frac{\partial F_{nl}}{\partial u} [\mathbf{I}_{N_{dof}}, \mathbf{I}_{N_{dof}} \cos(k\omega t), \mathbf{I}_{N_{dof}} \sin(k\omega t), \dots] \cos(k\omega t) dt \\ \frac{2}{T_s} \int_0^{T_s} \frac{\partial F_{nl}}{\partial u} [\mathbf{I}_{N_{dof}}, \mathbf{I}_{N_{dof}} \cos(k\omega t), \mathbf{I}_{N_{dof}} \sin(k\omega t), \dots] \sin(k\omega t) dt \\ \dots \end{array} \right\} \end{bmatrix}_{N_{dof}(2k+1) \times N_{dof}(2k+1)}, \quad (14)$$

where $\mathbf{I}_{N_{dof}}$ – unity matrix of dimension $N_{dof} \times N_{dof}$, N_{dof} – number of degrees of freedom.

The solution vector update is calculated from the expression:

$$\Delta \tilde{\mathbf{u}}_n = \mathbf{J}^{-1} \cdot \mathbf{R}_n, \quad (15)$$

where

$$\mathbf{J} = \mathbf{A} + \mathbf{Jb}(\tilde{\mathbf{u}}_n), \mathbf{R}_n = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{u}}_n + \mathbf{b}(\tilde{\mathbf{u}}_n) - \mathbf{C}.$$

The nonlinear solution and as the linear one are shown for two degree of freedom: relative vertical

We applied with some modification and have gotten the next expression:

$$F_{nl} = \frac{1}{\pi} k_{nl} \left(\arctan(su_{nl}) - \frac{\pi}{2} \right) u_{nl}, \quad (12)$$

where s – coefficient, the sufficiently high level of that is required to accurately represent force-displacement relationship smoothing (fig. 4).

1.4. Nonlinear solution. Nonlinear solution requires taking into account system nonlinearity, in our case – nonlinear contact force between two nodes (12).

The governing equation (5) of HB method represents by itself the system of nonlinear equations to that some linear transformation could be applied in the following way for a Newton-type iterative solver of nonlinear algebraic equations system implementation:

$$\tilde{\mathbf{u}}_{n+1} = \tilde{\mathbf{u}}_n + \Delta \tilde{\mathbf{u}};$$

$$\mathbf{A}(\tilde{\mathbf{u}}_n + \Delta \tilde{\mathbf{u}}) + \mathbf{b}(\tilde{\mathbf{u}}_n + \Delta \tilde{\mathbf{u}}) = \mathbf{C};$$

$$\mathbf{A}\tilde{\mathbf{u}}_n + \mathbf{A}\Delta \tilde{\mathbf{u}} + \mathbf{b}(\tilde{\mathbf{u}}_n) + \mathbf{Jb}(\tilde{\mathbf{u}}_n) \cdot \Delta \tilde{\mathbf{u}} - \mathbf{C} = 0, \quad (13)$$

where n – iteration number.

(13) is local linear transformation of (5) and

$\mathbf{Jb}(\tilde{\mathbf{u}}_n)$ is the Jacobean of nonlinear member :

displacement between two conceding contact nodes – “crack point” (fig. 5) and excitation force application node – “force point” (fig. 6).

From the results of contact interaction simulations we can see the accurate representation of contact force presence (fig. 5). The set value of penalty stiffness is enough to avoid penetration and nonlinear force approximation (12) allows us to precisely enough simulate system nonlinearity.

Taking into account contact has sufficient impact on

plate tip node response (fig. 6). It becomes unsymmetrical and has lower maximum amplitude value in comparison with the linear solution. On the fig. 6 the solution of the uncracked plate model also is shown.

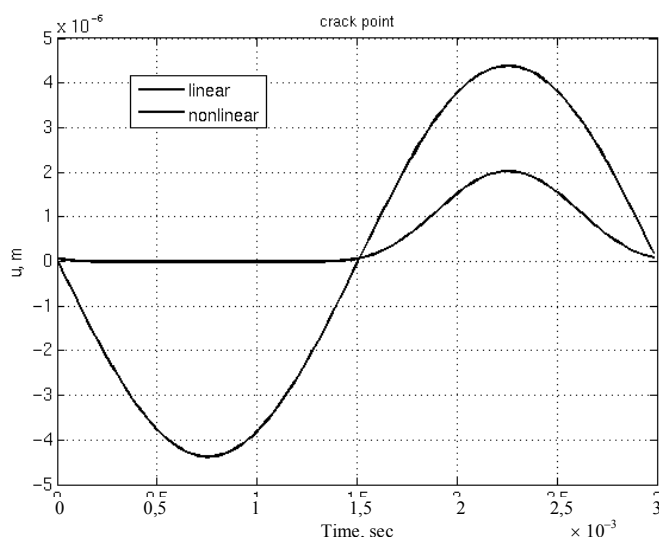


Fig. 5. Nonlinear solution by HB method at the "crack pint"

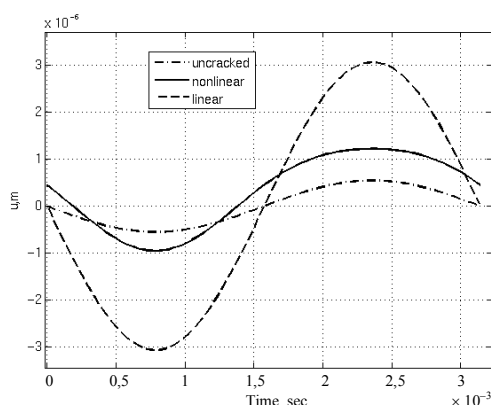


Fig. 6. Nonlinear solution by HB method at the "force pint"

2. Direct integration of the system motion equation

At the work [1] the solution of the same system by the direct integration method was submitted. It dealt with full and two reduced systems. For contact simulation two methods were applied: Lagrange multipliers method and penalty method. In the present work for comparison with HB method penalty method was used.

It is necessary to point out that for getting steady-state solution by direct integration of the system motion equation the time interval of the integration is sufficiently big. Also time step Δt should be small enough to obtain accurate solution results.

For central differences method the new iterative equation for displacements vector calculation is:

$$\mathbf{u}^{t+\Delta t} = (\mathbf{2M} + \Delta t \mathbf{C})^{-1} [2\Delta t^2 \mathbf{F} \sin \omega t - 2\Delta t^2 \mathbf{K} \mathbf{u}^t + 4\mathbf{M} \mathbf{u}^t - 2\mathbf{M} \mathbf{u}^{t-\Delta t} + \Delta t \mathbf{C} \mathbf{u}^{t-\Delta t}].$$

3. Comparison of solutions by harmonic balance method and direct integration

On fig. 7, 8 the system motion equation solutions by both HB and central difference direct integration methods are presented. They confirm declared above that HB method is more effective in the means of computational time expenses, because it is enough to have time interval equal to the excitation period then for a direct integration approach it is much more bigger.

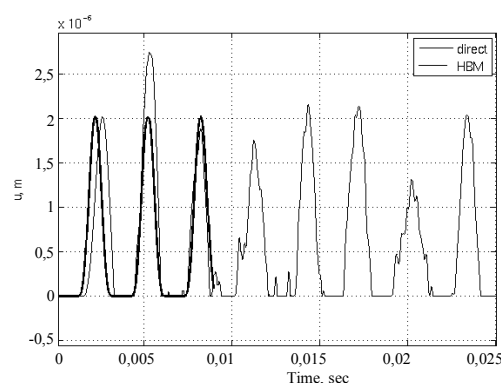


Fig. 7. Time-history of the relative vertical displacement between crack tips by direct integration and HB method

In reality the response period (in our case crack breathing period) of the nonlinear cracked structure isn't coincided with the excitation force period and it's slightly different that is seen also from the simulation comparison results.

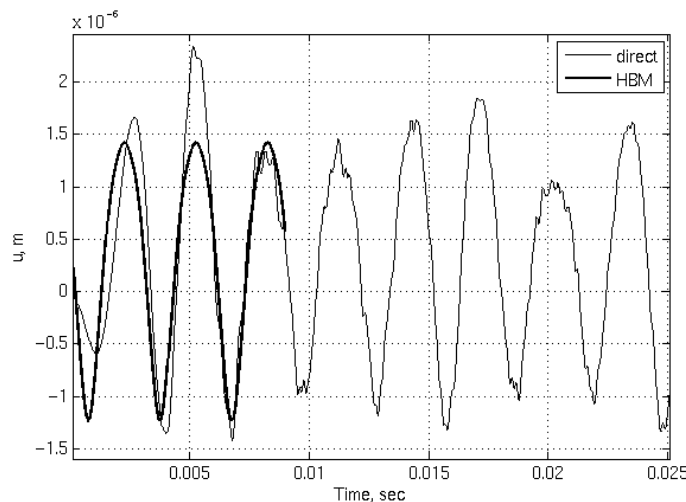


Fig. 8. Time-history of “force point” displacement by direct integration and HB method

Conclusions

The nonlinear model of the cracked structure dynamic response on external periodic excitation was developed and could be used for the following utilization in the simulation of the crack identification non-destructive methods, like blade tip-timing method. It describes accurately enough the contact interaction between crack sides. For the last one it is very important to have a precise blade dynamic behavior model due to very small difference of the cracked blade response with the relation to the uncracked one, even when passing through the resonance [8].

Therefore, the frequency domain analysis should be accomplished for the diapason that covers minimum three first eigenfrequencies of vibration, which are often induced in gas-turbine engines. Due to high nonlinearity some methods must be applied to accurately follow the resonance picks, like arc-length continuation technique [4, 7].

The one of the key questions for the future model improvement is subjected to the more accurate and correct nonlinear force approximation expression formulation.

References

1. Laine J.-P., Kharyton V. Cracked structure response on external harmonic excitation // *Aerospace*

technics and technology. – 2006. – Vol. 61. – P. 1057-1074.

2. Chengwu Duan, Rajendra Singh. Dynamic analysis of preload nonlinearity in a mechanical oscillator // *Journal of Sound and Vibration*. – 2007. – Vol. 301. – P. 963-978.

3. Yongjun Shena, Shaopu Yanga, Xiandong Liu. Nonlinear dynamics of a spur gear pair with time-varying stiffness and backlash based on incremental harmonic balance method // *International Journal of Mechanical Sciences*. – 2006. – Vol. 48. – P. 1256-1263.

4. Von Groll G., Ewins D. The harmonic balance method with arc-length continuation in rotor/stator contact problems // *Journal of Sound and Vibration*. – 2001. – Vol. 241 (2). – P. 221-233.

5. A comparison of classical and high dimensional harmonic balance approaches for a Duffing oscillator / L. Liu, J.P. Thomas, E.H. Dowell, P. Attar, K.C. Hall // *Journal of Computational Physics*. – 2006. – Vol. 215. – P. 298-320.

6. Zhou J.X., Zhang L. Incremental harmonic balance method for predicting amplitudes of a multi-d.o.f. non-linear wheel shimmy system with combined Coulomb and quadratic damping // *Journal of Sound and Vibration*. – 2005. – Vol. 279. – P. 403-416.

7. Meyer S., Link M. Modelling and updating of local non-linearities using frequency response residuals // *Mechanical Systems and Signal Processing*. – 2003. – Vol. 17 (1). – P. 219-226.

8. Кучер О.Г., Харитон В.В., Лане Ж.-П., Туврез Ф. Вібраційне діагностування лопаток робочого колеса ГТД безконтактним методом (blade tip-timing method) // *Матеріали 8-ї міжнародної науково-технічної конференції ABIA-2007, 25-27 квітня 2007 року*. – К.: НАУ, 2007. – Т. 2. – С. 31.64-31.69.

Поступила в редакцію 25.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Панин, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 539.4

А.Р. ЛЕПЕШКИН, С.А. ЛЕПЕШКИН*Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Россия***МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ИНДУКЦИОННОГО НАГРЕВА ДИСКОВ ГТД ПРИ ИСПЫТАНИЯХ НА РАЗГОННОМ СТЕНДЕ**

Рассматриваются проблемы повышения точности воспроизведения термонапряженного состояния дисков ГТД при разгонных термоциклических испытаниях. Приведены результаты исследований скоростных режимов индукционного нагрева дисков. Разработана расчетно-экспериментальная методика термоциклических испытаний с выбором частоты тока и скорости нагрева. Решена многокритериальная задача оптимизации индукционного нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонном стенде. Приведены результаты исследований и рекомендации по определению режимов индукционного нагрева при термоциклических испытаниях.

термонапряженное состояние, диски ГТД, индукционный нагрев, термоциклические испытания, разгонный стенд, частота тока, частота вращения, температура, моделирование, многокритериальная оптимизация

1. Формулирование проблемы

1.1. Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Детали турбин авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) и установок подвергаются воздействию значительных механических и тепловых нагрузок в условиях эксплуатации.

Поэтому моделирование скоростных режимов нагрева и термонапряженного состояния вращающихся дисков имеет важное значение в связи с увеличением времени работы деталей ГТД на нестационарных режимах.

Средние скорости нагрева дисков турбин авиадвигателей в условиях эксплуатации составляют $0,2 \div 1,0$ К/с. При скорости более 1 К/с нагрев дисков является скоростным.

На отдельных участках нагрева в начале полетного цикла максимальные скорости нагрева дисков достигают $2 \div 5$ К/с.

Тепловые потоки в ободной части дисков составляют $300 \div 600$ кВт/м², а в зоне лопаток – $1000 \div 3000$ кВт/м². Температуры в ободной части дисков на рабочих режимах достигают $550 \div 750$ °С.

Испытательная техника разгонных стендов [1 – 12] позволяет проводить экспериментальные

исследования дисков и роторов турбомашин на прочность и долговечность и разрабатывать новые технологии создания конструкций дисков и роторов из разных материалов и экспериментально определять ресурс дисков и роторов турбомашин в авиадвигателестроении, энергетике и других отраслях машиностроения.

Технологический процесс нагружения диска при термоциклических испытаниях [1, 2, 8] на разгонном стенде заключается в разгоне диска до заданной максимальной частоты вращения с одновременным его нагревом, выдержке на максимальной частоте вращения при заданном температурном поле, торможении до заданной минимальной частоты вращения с одновременным охлаждением диска, выдержке на минимальной частоте вращения при минимальной заданной температуре, повторение указанных операций заданное число раз (циклов).

Моделирование термонапряженного состояния дисков турбин на разгонных и специализированных стендах в машиностроительной промышленности осуществляется с использованием различных методов нагрева. Индукционный нагрев является одним из наиболее перспективных методов, так как по

сравнению с другими методами он имеет важные преимущества, заключающиеся не только в получении заданного неравномерного распределения температур по радиусу диска, соответствующего эксплуатационным условиям, но и в обеспечении высоких темпов нагрева дисков при термоциклических испытаниях [1, 2, 8].

Для воспроизведения заданного распределения температур диска и эксплуатационных условий (скоростей нагрева и др.) при испытаниях на разгонном стенде необходимо решить сложную многокритериальную задачу с определением оптимальных режимов индукционного нагрева дисков и параметров системы индукционного нагрева.

1.2. Обзор публикаций и постановка задачи данного исследования. На разгонных стендах с использованием индукционного нагрева проводятся изотермические и термоциклические испытания (неизотермические эквивалентно-циклические испытания) дисков турбин (с диаметрами $d = 500 \div 2000$ мм) с воспроизведением эксплуатационных тепловых и механических нагрузок. Имитация условий эксплуатации наиболее полно учитывается при проведении термоциклических испытаний. Проведение таких испытаний имеет особенное значение для дисков транспортных газотурбинных двигателей в связи с частыми запусками и остановами в течение срока эксплуатации.

На разгонных стендах [1 – 12] в авиационной отрасли и на зарубежных фирмах широко применяются источники питания индукционного нагрева, работающие на частоте 2400 Гц.

Использование пониженной частоты тока (2400 Гц) при скоростных режимах индукционного нагрева [10 – 12] на стендах приводит к значительному снижению точности моделирования термонапряженного состояния дисков при термоциклических испытаниях.

Применение при термоциклических испытаниях на разгонных стендах для охлаждения дисков тур-

бин охлаждающего воздуха, имеющего нормальную температуру [10 – 12], снижает точность воспроизведения термонагружения, так как появляются дополнительные повреждения материала диска, не проявляющиеся в эксплуатации, из-за высокого перепада между температурой диска и температурой охлаждающего воздуха. Известно, что при эксплуатации диски газовых турбин охлаждаются воздухом, который направляется в турбину после одной из ступеней компрессора. Этот воздух имеет повышенную температуру и, контактируя с поверхностью высокотемпературной области диска турбины, не вызывает дополнительных термических повреждений материала.

Расчету индукционного нагрева дисков посвящено мало работ [10, 12]. В [10] использовался приближенный аналитический расчет температурного поля диска. В [12] приведена математическая модель численного расчета электромагнитных и тепловых полей при индукционном нагреве дисков. Однако она не учитывает дополнительного нагрева дисков при трении их поверхности о воздух в испытательной камере, влияния внутренних источников тепла на термонапряженное состояние дисков и другие факторы. Задачи оптимизации индукционного нагрева дисков в работах [10, 12] не решались.

В поставленной в работе задаче многокритериальной оптимизации и комплексного математического моделирования индукционного нагрева дисков с использованием переменной (повышенной) частоты тока для повышения точности воспроизведения термонапряженного состояния дисков при термоциклических испытаниях указанные выше факторы в полной мере учтены.

2. Результаты исследований

Из проделанного анализа следует, что на существующих разгонных стендах для обеспечения скоростных режимов нагрева и охлаждения изделий, повышения точности моделирования термонапря-

женного состояния и термомеханического нагружения необходимо продолжать совершенствовать методики испытаний и системы индукционного нагрева (повышать частоту тока, разрабатывать новые конструкции индукторов, применять тиристорные преобразователи частоты и стендовое оборудование) и системы управления нагревом и охлаждением дисков.

Для реализации эксплуатационных скоростных режимов нагрева и термонагружения дисков авиадвигателей с учетом проведенного анализа испытательного оборудования разработана методика [1, 2, 8] разгонных и термоциклических испытаний и усовершенствован разгонный стенд [2] с использованием индукционного нагрева.

В соответствии с возможностями испытательного оборудования стенда очень важен расчет и выбор режимов индукционного нагрева с учетом процессов трения, конвективного теплообмена и теплообмена излучением.

Для решения такой задачи разработана математическая модель в виде компьютерной программы. Алгоритм расчета теплового состояния диска в указанной модели основывается на методе конечных элементов с учетом сложных краевых условий индукционного нагрева, конвективного теплообмена, радиационного нагрева и распределения внутренних источников тепла в материале детали.

Рассмотрим более подробно специфику воспроизведения термонапряженного состояния вращающихся дисков турбин ГТД с учетом влияния внутренних источников тепла при термоциклических испытаниях.

С учетом эксплуатационных условий сформирован испытательный цикл термического и механического нагружения для проведения термоциклических испытаний диска.

В результате усовершенствования стендовой системы охлаждения испытуемый диск охлаждался потоком воздуха, температура которого отличалась

от температуры диска на допустимую величину. Поток воздуха для охлаждения диска подогревался до необходимой температуры с помощью специального электронагревателя и подавался в разгонную камеру при снижении частоты вращения. Заданное распределение температуры по радиусу диска на режиме $n_{\max}$ представлено на рис. 1. На рис. 2 показана циклограмма нагружения диска по частоте вращения и изменение температуры обода диска внутри испытательного термоцикла.

Нагрев диска при испытаниях обеспечивался системой индукционного нагрева, работающей на частоте 2400÷10000 Гц.

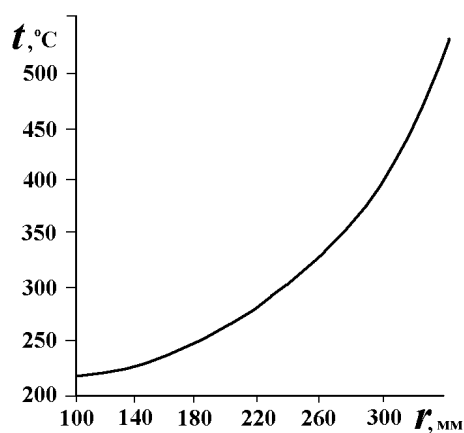


Рис. 1. Заданное распределение температуры по радиусу диска

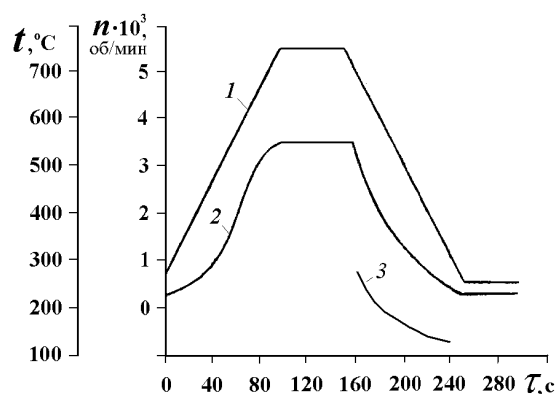


Рис. 2. Циклограмма изменения частоты вращения (1), температуры (2) обода диска, температуры (3) воздуха

С помощью разработанной математической модели были получены скоростные режимы индукци-

онного нагрева диска и необходимые параметры системы нагрева, использованные для воспроизведения заданного термического нагружения в соответствии с рис. 1 и 2 при испытаниях на стенде.

Кроме того, указанная математическая модель позволила выявить особенности скоростных режимов индукционного нагрева при испытаниях на разгонном стенде путем обработки экспериментальных данных по тепловому состоянию вращающихся дисков.

Математическое моделирование позволило имитировать изменения удельной мощности индукционного нагрева, температуры, и температурных напряжений в ободной части диска в процессе испытаний как на поверхности, так и по глубине материала диска внутри цикла нагружения (рис. 3, а, б, в).

На поверхности диска сжимающие температурные напряжения максимальны, а распределения температуры и температурных напряжений по глубине материала диска в начале режима $n_{\max}$ близко к линейному в пределах глубины проникновения тока Δ .

Несмотря на то, что индукционный нагрев позволяет достаточно точно воспроизводить нестационарные теплонпряженные состояния дисков, соответствующие заданным условиям, в испытаниях необходимо учитывать влияние частоты тока на экспериментальное моделирование их термонагружения.

Исследование этого влияния проводилось на основе математического моделирования температурного режима диска с учетом имеющихся экспериментальных данных в условиях поверхностного нагрева (газовый нагрев в условиях эксплуатации) и индукционный нагрев на частоте 2400 Гц. В результате были получены режимы тепловых потоков и термонапряженного состояния диска в разных условиях нагрева для обеспечения заданного циклического изменения температуры (рис. 2).

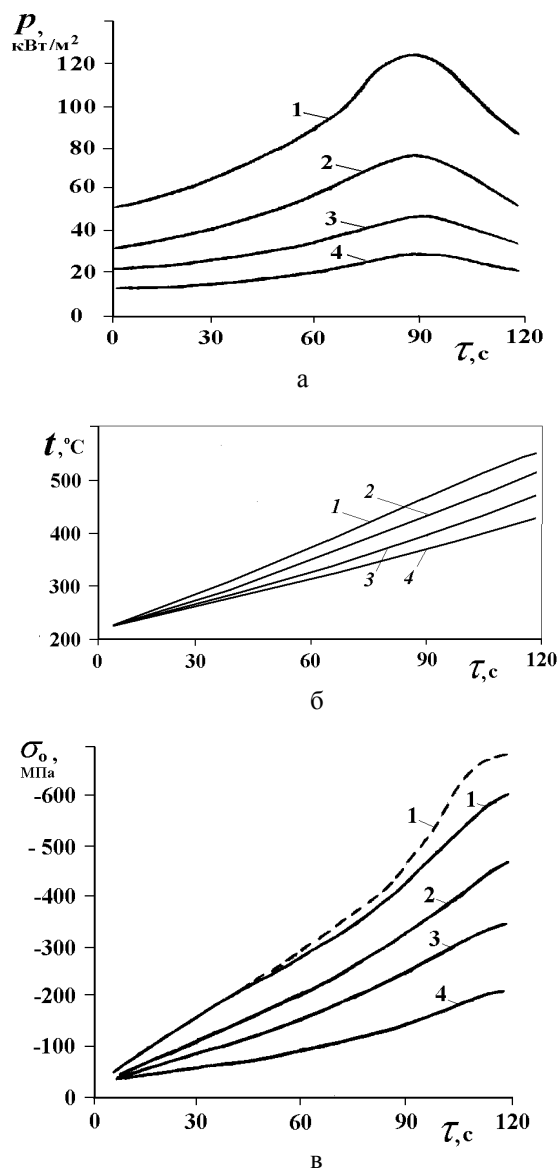


Рис. 3 Кривые изменения параметров в ободной части диска при термоциклических испытаниях: а – удельной мощности нагрева; б – температуры; в – окружных термонапряжений; 1' – при поверхностном нагреве; 1 – на поверхности диска при индукционном нагреве; 2 – глубина 2 мм; 3 – глубина 4 мм; 4 – глубина 6 мм

Из анализа результатов математического моделирования (рис. 3, в) следует, что термические напряжения на поверхности обода диска при индукционном нагреве максимально отличаются от заданных термических напряжений (в условиях поверхностного нагрева) на величину 60 МПа. При этом требовалась меньшая величина теплового потока на поверхности диска при индукционном нагреве за

счет внутренних источников тепла, чем при поверхностном нагреве.

Воспроизведение одинакового теплового потока на поверхности диска в условиях поверхностного нагрева и индукционного нагрева приведет к разному тепловому состоянию и к еще большему различию в моделировании термонапряженного состояния (100 МПа).

Для повышения точности в моделировании термонапряженного состояния дисков в условиях индукционного нагрева требуется совершенствование расчетно-экспериментальных методов проведения испытаний.

Очевидно, что одним из таких методов является выбор частоты тока для обеспечения заданного режима. Для этого воспользуемся снова математическим моделированием и ранее полученными результатами (рис. 3). Проведем серию расчетов скоростного индукционного нагрева и термонапряженного состояния диска для разных частот тока, обеспечивая заданное распределение температуры диска (рис. 1) в сравнении с поверхностным нагревом.

В итоге получим кривые (рис. 4) разности (погрешности воспроизведения) термических напряжений при индукционном (глубинном) и поверхностном нагреве в зависимости от частоты при разных скоростях нагрева. Указанные кривые имеют экспоненциальный характер. Из анализа рис. 4 видно, что для обеспечения режима нагрева на ободе диска требуется повысить частоту тока до 10÷15 кГц. В этом случае будет обеспечено воспроизведение термонапряженного состояния с разностью (погрешностью) 10÷20 МПа.

Полученные результаты математического моделирования были использованы при испытаниях диска ГТД при скоростном индукционном нагреве с источниками переменной частоты – тиристорными преобразователями.

Влияние частоты тока на моделирование нестационарного термонапряженного состояния дисков

целесообразно рассматривать комплексно с учетом конкретной скорости их нагрева при циклическом нагружении. Проведем аналогичные расчеты скоростных режимов нагрева и термонапряженного состояния диска для разных скоростей нагрева, обеспечивая заданное распределение температуры (рис. 5). На основе проведенных расчетов построены кривые (рис. 5) разности термических напряжений (при индукционном и поверхностном нагреве) в зависимости от скорости нагрева диска при разных частотах тока. Анализ полученных данных (рис. 5) показывает, что существует некоторая скорость нагрева ν' (≈ 3 К/с), при которой указанная разность максимальна. При других скоростях нагрева эта разность уменьшается. Особенно интенсивно она уменьшается при $\nu > \nu'$, т.е. в области более высоких скоростей нагрева.

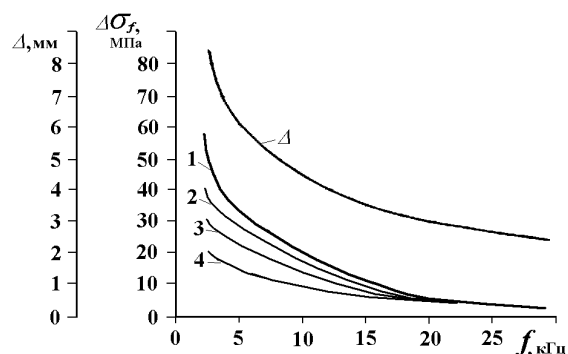


Рис. 4. Влияние частоты тока на воспроизведение термонапряженного состояния в ободной части диска при достижении заданного распределения температур: Δ – глубина проникновения тока; кривые разности термонапряжений в условиях поверхностного и индукционного нагрева при разных скоростях нагрева, К/с: 1 – $\nu = 3$; 2 – $\nu = 1,8$; 3 – $\nu = 1,5$; 4 – $\nu = 1,1$

Погрешность воспроизведения термонапряженного состояния другого диска турбины ГТД была снижена до 10 МПа, так как в соответствии с заданной программой ускоренных испытаний и использованием возможностей системы индукционного нагрева была повышена скорость нагрева до 10 К/с. В связи с этим, влиянием внутренних ис-

точников тепла при нестационарном нагреве (на частоте тока 2400 Гц) указанного диска можно было пренебречь (рис. 5).

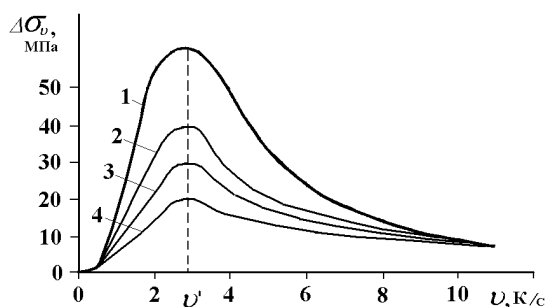


Рис. 5. Влияние скорости нагрева на воспроизведение термонапряженного состояния в ободной части диска при достижении заданного распределения температур: кривые разности термонапряжений в условиях поверхностного и индукционного нагрева в зависимости от скорости нагрева при разных частотах тока, Гц; 1 – 2400, 2 – 4000; 3 – 8000; 4 – 10000

На примерах исследуемых дисков показано, что учет особенностей скоростного индукционного нагрева и режимных факторов позволяет повысить точность воспроизведения термонапряженного состояния дисков при термоциклических испытаниях.

В процессе испытаний необходимо управлять мощностью нагрева, поступающей в нагреваемое изделие. В качестве источников тока повышенной частоты применяются электромашинные или тиристорные преобразователи. Система нагрева с питанием от электромашинного преобразователя обладает рядом недостатков, одним из которых является невозможность раздельного управления мощностью в индукторах.

На данном разгонном стенде были внедрены источники питания переменной частоты – три тиристорных преобразователя с рабочей частотой 2÷10 кГц, каждый мощностью по 100 кВт, собранных по схеме последовательного резонансного инвертора. Для увеличения числа каналов управления применен частотно-импульсный способ регулирования мощности, при котором нагрузкой каждого преобразователя служат два последовательно соединенных

колебательных контуров; перевод мощности из одного контура в другой достигается изменением рабочей частоты инвертора. Каждый нагрузочный контур образован согласующими трансформаторами ТЗ-800 с подключенными ко вторичной обмотке индукторами и батареей компенсирующих емкостей.

Контроль температур диска осуществляется с помощью термопар или пирометров (фотодиодов). Управление ТПЧ осуществляется путем изменения его рабочей частоты с выбором одной из двух фиксированных частот.

При управлении процессом нагрева сигналы с термопар обрабатываются системой управления, которая воздействует на рабочую частоту и выходную мощность ТПЧ.

Для управления температурным полем в общем случае используются три ТПЧ, обеспечивающих нагрев в шести зонах диска. Возможно использование двух, одного ТПЧ или одного канала любого ТПЧ. Поддержание заданной температуры в зоне диска осуществляется методом регулирования по соответствующему каналу.

Система многозонного индукционного нагрева предназначена для создания и регулирования температурного поля сложной конфигурации в металлическом изделии (диске). Поле создается путем нагрева отдельных зон изделия с помощью индукторов, питаемых токами повышенной частоты. Индукторы совместно с согласующими трансформаторами и батареями коммутающих конденсаторов образуют параллельные колебательные контуры, питаемые от тиристорных преобразователей частоты. Такая структура системы позволяет осуществить раздельное управление мощностью в каждой зоне нагрева с целью стабилизации ее температуры. Однако процесс воспроизведения температурного поля диска при скоростном индукционном нагреве осложняется из-за магнитной связи между индукторами соседних зон.

Действие магнитной связи заключается во взаимном переносе энергии между контурами, что нарушает регулирование мощности нагрева и ухудшает режим работы источников питания. В отключенном от источника контуре наводятся токи, которые при определенных условиях могут достигать величин, достаточных для продолжения нагрева. Для тиристорных преобразователей связь с соседними индукторами равносильна появлению в нагрузочной цепи источников ЭДС с амплитудой, пропорциональной величине магнитной связи, что проявляется в возникновении биений токов и напряжения. Магнитная связь искажает энергетические характеристики нагрузочных контуров, что необходимо учитывать при выборе рабочих частот источников питания.

Проведены исследования по повышению эффективности системы индукционного нагрева с источниками переменной частоты с учетом влияния магнитных связей на перераспределение мощности между каналами управления мощностью нагрева при регулировании температурного поля изделий и дисков.

Для определения оптимальных удельных мощностей нагрева в различных зонах вращающегося диска и частот тока в индукторах (подключенных к источникам переменной частоты) необходимо решить задачу многокритериальной оптимизации многозонного индукционного нагрева, состоящую из нескольких критериев: критерия минимального отклонения распределения температуры диска от заданного, критерия минимального отклонения распределения термонапряжений диска от заданного и критерия определения оптимальных коэффициентов распределения мощности и магнитной связи в контурах тиристорных преобразователей.

Указанные целевые (критериальные) функции зависят от частоты тока и от других параметров и представлены в следующей постановке:

$$\Phi_1 = \sum_{j=1}^{j=n} \sum_{i=1}^{i=m} (t_{зад,i} - t_i(p_i(f, \delta_i)))^2 \Rightarrow \min; \quad (1)$$

$$\Phi_2 = \sum_{j=1}^{j=n} \sum_{i=1}^{i=m} (\sigma_{зад,i} - \sigma_i(t_i, f_i))^2 \Rightarrow \min; \quad (2)$$

$$\Phi_3 = \sum_{j=1}^{j=n} (\vartheta - \alpha_P(\kappa_{CB}, f))^2 \Rightarrow \min; \quad (3)$$

$$\Phi_4 = \sum_{j=1}^{j=n} \sum_{i=1}^{i=m} W_{i,j}(p_{i,j}, \tau) \Rightarrow \min, \quad (4)$$

где i – номер индуктора или зоны нагрева;

j – номер источника переменной частоты;

m – количество зон нагрева;

n – количество источников переменной частоты;

t_i – расчетная температура зоны поверхности детали;

$t_{зад,i}$ – заданная температура зоны поверхности детали;

p_i – удельная мощность индукционного нагрева;

δ_i – зазор;

ϑ – константа;

κ_{CB} – коэффициент магнитной связи,

α_P – коэффициент распределения мощности,

W – расход электроэнергии.

На указанные целевые функционалы в виде неравенств линейного вида наложены ограничения: на максимальные мощности в индукторах, скорости нагрева, зазоры между индукторами и поверхностью диска, размеры индукторов, частоты тока в индукторах, коэффициенты распределения мощности и коэффициенты магнитной связи между индукторами.

Указанная многокритериальная задача решается комплексным методом оптимизации (методом Бокса). Данный метод является итерационным и является модификацией метода Нелдера-Мида. В методе Бокса на каждой итерации выбор множества (комплекса точек) осуществляется с использованием случайных процессов.

По результатам оптимизационных расчетов можно оценить эффективность регулирования мощности в исследуемом контуре. На рис. 6 приведены зависимости собственных резонансных частот контуров от коэффициента магнитной связи для различного отношения рабочих частот f_1 и f_2 , при типичном значении затухания $k_z = 0,25$. Получено, что эффективное регулирование мощности возможно при определенных значениях коэффициента распределения α_p .

При полученном минимальном значении $\alpha_p = 4$ кривая ограничения резонансных частот в зависимости от коэффициента связи $k_{св}$ приведена на рис. 6.

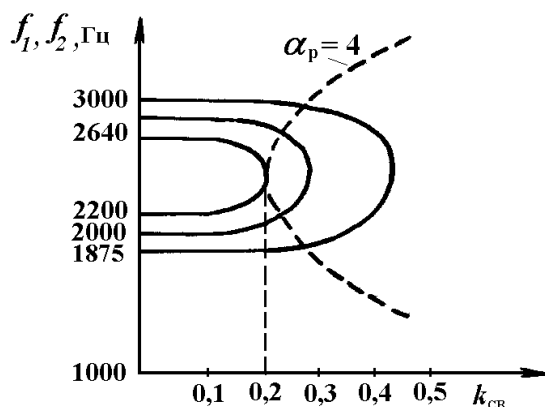


Рис. 6. Зависимости резонансных частот контуров от коэффициента магнитной связи

На рис. 7 приведено полученное расчетное распределение частоты тока по радиусу диска, которое было использовано при скоростном индукционном нагреве с ТПЧ при термоциклических испытаниях.

Для проверки расчетной эффективности регулирования мощности в контурах была экспериментально исследована зависимость коэффициента распределения мощности от отношения рабочих частот при коэффициенте магнитной связи $k_{св} = 0,1 \div 0,3$, коэффициенте затухания $k_z = 0,2$ на частотах $2 \div 10$ кГц. Результаты эксперимента не противоречат оптимизационным расчетам.

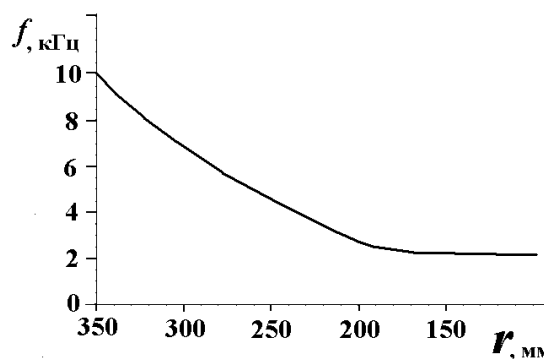


Рис. 7. Распределение частоты тока по радиусу диска

Заключение

На основе проведенных исследований и оптимизации многозонного индукционного нагрева повышена эффективность системы индукционного нагрева дисков с источниками переменной частоты и регулирования скоростных режимов индукционного нагрева изделий и повышена точность воспроизведения термонапряженного состояния дисков авиадвигателей при термоциклических испытаниях на разгонном стенде.

Полученные рекомендации и результаты исследований могут найти широкое применение при термоциклических испытаниях деталей с использованием скоростных режимов индукционного нагрева в различных отраслях машиностроения.

Литература

1. Лепешкин А.Р., Кувалдин А.Б. Скоростные режимы индукционного нагрева и термонапряжения в изделиях: Монография. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2006. – 286 с. – (Серия «Современные электротехнологии»).
2. Пат. № 2235982 Россия. Способ термоциклических и разгонных испытаний дисков турбомашин / А.Р. Лепешкин, В.А. Скибин. 2004. Бюл. № 25.
3. Лепешкин А.Р., Безносенкова В.Н. Циклические испытания дисков ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева // Авиаци-

онно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: Гос. аэрокосмический ун-т “ХАИ”. – 2000. – Вып. 19. Тепловые двигатели и энергоустановки. – С. 456-460.

4. Лепешкин А.Р., Безносенкова В.Н. Моделирование нестационарного теплового и термонапряженного состояния дисков и рабочих колес ГТД на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева при неизотермических циклических испытаниях // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: Национальный аэрокосмический ун-т “ХАИ”.* – 2001. – Вып. 23. Двигатели и энергоустановки. – С. 144-146.

5. Лепешкин А.Р. Индукторы для нагрева дисков ГТД при испытаниях на разгонных стендах. // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: Национальный аэрокосмический ун-т “ХАИ”.* – 2002. – Вып. 34. Двигатели и энергоустановки. – С. 163-165.

6. Лепешкин А.Р. Методика статического тензометрирования дисков ГТД на разгонных стендах с учетом неравномерного нагрева // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: Национальный аэрокосмический ун-т “ХАИ”.* – 2003. – Вып. 41/6. – С. 154-159.

7. Лепешкин А.Р., Бычков Н.Г. Метод термуправляемого обрыва лопаток рабочих колес ГТД при испытаниях конструкций и корпусов на непробиваемость // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн. техн. журн.* – 2005. – Вып. 4/20. – С. 77-82.

8. Лепешкин А.Р., Лепешкин С.А. Формирование испытательных циклов дисков ГТД при термодинамических испытаниях на разгонном стенде с использованием индукционного нагрева // *Вестник двигателестроения: Научн. техн. журн.* – 2006. – № 3. – С. 121-125.

9. Лепешкин А.Р. Методика эксплуатационного термомеханического нагружения дисков турбомашин при ресурсных испытаниях на разгонном стенде // *Прочность и надежность нефтегазового оборудования: Докл. научн.-техн. сем. (19-20 сентября 2000).* – М.: ЦНИИАТОМИНФОРМ, 2001. – С. 112-114.

10. Демьянушко И.В., Суржин В.С. Проблемы автоматизированных циклических испытаний дисков и роторов на разгонных стендах // *Проблемы прочности.* – 1981. – № 7. – С. 110-115.

11. Данилушкин А.И., Еленевский Д.С., Котенев В.И. АСУ процессами многофакторных испытаний на специализированном стенде для прочностной доводки элементов конструкций // *Проблемы прочности.* – 1990. – № 5. – С. 116-119.

12. Данилушкин А.И. Моделирование электромагнитных и тепловых полей при ускоренных термоциклических испытаниях дисков ГТД на автоматизированных стендах // *Изв. вузов. Электромеханика.* – 1996. – № 5-6. – С. 109-113.

Поступила в редакцию 2.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Фишгойт, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва.

УДК 531.7

В.П. КВАСНИКОВ¹, Ю.Б. ШЕВЧЕНКО², Б.Д. ШЕВЧЕНКО²¹*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*²*ООО «АРАМИС», Черкассы, Украина***МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО РОБОТА
ЛАЗЕРНОЙ СВАРКИ СЛОЖНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ**

Рассмотрены особенности управления технологическим роботом лазерной сварки деталей сложной пространственной конфигурации. Синтезированы математические модели описания кинематических узлов робота и поглощения лазерного излучения при лазерной сварке.

лазерная сварка, технологический робот сварки, математическая модель робота сварки, прямая задача робототехники, поляризация, сварочная ванна, поглощение лазерного излучения

В современной промышленности большое пространство получает лазерная сварка [1], несмотря на большой объем сварки деталей простой конфигурации, в производстве все больше растет объем сварных конструкций со сложной траекторией сварного шва. Например, при сварке листовых заготовок из сталей различных марок и толщин для штамповки автомобильных корпусов [2]. В отечественной промышленности также возникают задачи сварки крупно-габаритных изделий из нержавеющей и углеродистых сталей без их термодетформации.

Цель автоматизации сварочных процессов – получение сварных соединений с требуемыми свойствами при наивысших технико-экономических показателях. Достижимое в результате применения автоматизации исключение или сведение к минимуму количества недопустимых дефектов сварных швов снижает потери рабочего времени, энергетических и материальных ресурсов, связанные с исправлением брака. Все это сопровождается реальным повышением производительности труда, экономией трудовых ресурсов при изготовлении сварных конструкций и позволяет рассматривать автоматизацию сварочных процессов как важную составляющую комплексной автоматизации сварочного производства.

При автоматической лазерной сварке сложных пространственных конструкций одной из основных проблем является привязка системы координат дета-

ли к системе координат станка, а поскольку технология лазерной сварки требует высокой точности позиционирования инструмента, то требования к точности установки свариваемых деталей также высоки.

Эффективность автоматизации сварочных процессов во многом определяется точностью подготовки заготовок и их сборкой. Если при изготовлении деталей методами механической обработки (точении, фрезеровании и т.п.) заранее задают требуемые конечные размеры детали с необходимыми допусками и размеры заготовки не влияют на точность готовой детали, то при сварке изменить фактические размеры заготовок невозможно, так как они уже определены предыдущими технологическими (заготовительными) операциями и, следовательно, предопределяют все линии швов с их неточностями по направлению, зазору, превышению кромок и др. Однако из плохих заготовок нельзя сделать хороших сварных изделий, так как даже самые совершенные сварочные устройства не могут исправить все дефекты заготовок. Поэтому автоматизация сварочных процессов целесообразна и эффективна только при повышении точности заготовок и их сборки, что достигается механизацией и автоматизацией заготовительных и сборочных операций. Однако возможности заготовительного производства не беспредельны. Кроме того, неизбежны температурные деформации и перемещения свариваемых деталей

вследствие неравномерности нагрева изделия при сварке. Все это приводит к отклонениям точности собранных заготовок за пределы, допустимые по условиям механизированной сварки. Применение автоматического управления сварочными процессами для предупреждения их нарушений под действием различных возмущений является одним из основных этапов создания систем комплексной автоматизации сварочного производства.

Конфигурация исполнительного механизма робота определяется m -мерным вектором обобщенных координат q . Зная q , можно определить положение и ориентацию отдельных звеньев механизма и рабочих органов. Задачи такого рода называются прямыми задачами о положении механизмов РТК.

Необходимость в решении прямой задачи в робототехнике возникает в связи с тем, что текущие положение и ориентация некоторых звеньев исполнительного механизма (например, сварочной головки) зачастую не могут быть определены путем прямых измерений. Вместо этого имеется возможность точно измерить относительные положения звеньев, например, с помощью позиционных датчиков обобщенных координат. По этим данным можно вычислить положение и ориентацию всех звеньев, в том числе и рабочих органов.

Положение рабочего органа r робота со степенями свободы m однозначно определяется по заданной конфигурации манипулятора с помощью уравнения кинематики вида:

$$\Phi(q) = r. \quad (1)$$

Рассмотрим особенности решения прямой задачи для сварочных роботов. В роли обобщенных координат $q_j, j = 1, \dots, m$ манипулятора обычно выступают углы между звеньями или длины звеньев c . Поэтому вектор обобщенных координат у манипулятора с вращательными и поступательными кинематическими парами имеет компоненты:

$$q_j = \begin{cases} \varphi_j - \text{для вращательной пары;} \\ c_j - \text{для поступательной пары.} \end{cases}$$

Тип кинематической схемы манипулятора зада-

ется m -мерным вектором δ с компонентами:

$$\delta_j = \begin{cases} 1, & \text{если } q_j = c_j; \\ 2, & \text{если } q_j = \varphi_j. \end{cases}$$

По вектору обобщенных координат q однозначно определяется положение и ориентация всех звеньев манипулятора. Свяжем с j -м звеном правую ортогональную локальную систему координат с началом в точке r_j и осями e_1^j, e_2^j, e_3^j , причем r_j расположим на кинематической оси $(j-1)$ -го и j -го звеньев, а ось e_3^j направим по этой оси. Будем считать, что система координат стойки манипулятора совпадает с абсолютной неподвижной системой координат, т.е.

$$r_0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad e_1 = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad e_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}; \quad e_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix}.$$

Каждому звену манипулятора поставим в соответствие матрицу размерности 3×4 следующего вида:

$$K_j = [r_j, e_1^j, e_2^j, e_3^j], \quad j = 1, \dots, m \quad (2)$$

Геометрический смысл матрицы K_j ясен из ее структуры: первый столбец характеризует положение j -го звена в абсолютной системе координат $0d_1d_2d_3$ (точнее, положение начала j -й локальной системы координат, связанной с j -м звеном), а три остальных – ориентацию j -го звена. Очевидно, что матрица K_j однозначно определяет положение j -го звена манипулятора в рабочем пространстве, поэтому матрица (2) называется *матрицей кинематических характеристик манипулятора*.

Выразим элементы матрицы кинематических характеристик через обобщенные координаты механизма. Это позволит по единой формуле экономно вычислять положение и ориентацию всех звеньев манипулятора непосредственно по его обобщенным координатам.

Введем для краткости записи следующую операцию произведения 3×4 -матриц:

$$K_i = (r_i, E_i); \quad K_j = (r_j, E_j);$$

$$K_i K_j = (r_i + E_i r_j, E_i E_j),$$

а также 3×4 -матрицы преобразований

$$p_j(q) = \begin{cases} \begin{matrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ A_j \otimes 0 & 0 & 1 & 0 \end{matrix} \text{ при } \delta_j = 1; \\ \begin{matrix} c_j & 0 & 0 & 1 \\ 0 & \cos \varphi_j & -\sin \varphi_j & 0 \\ A_j \otimes 0 & \sin \varphi_j & \cos \varphi_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{matrix} \text{ при } \delta_j = 2. \end{cases}$$

Здесь $A_j - 3 \times 4$ -матрицы вида

$$A_j = (E^{i-1})^T (r^i - r^{i-1} E^i); \quad (3)$$

T – символ транспонирования матрицы (3) формируются заранее в исходном положении манипулятора, т.е. при $q = 0$.

При этих обозначениях матрицы кинематических характеристик определяются рекуррентными формулами

$$K_j(q) = K_{j-1}(q) \otimes p_j(q).$$

Выберем на j -м звене некоторую точку r_*^i . Обозначим через d_*^i Вектор координат этой точки в локальной системе координат $r_j e_1^i e_2^i e_3^i$. Тогда положение точки r_*^i определяется формулой

$$r_*^i = K_j(q) \left(\frac{1}{d_*^i} \right). \quad (4)$$

На практике часто требуется знать положение некоторой характеристической точки r_* на захвате манипулятора. Оно однозначно определяется уровнем кинематики (1), где

$$\Phi(q) = K_m(q) \left| \frac{1}{d_*} \right|.$$

Различные алгоритмы решения обратной задачи о положении манипулятора при $m \leq 6$ описаны в работах [3 – 5]. Они решают уравнения (1) «в лоб». Это позволяет выделить в явном виде конечное число ветвей решения уравнения (1). В ряде случаев (например, при наличии препятствий в рабочей зоне) для увеличения маневренности манипулятора нужна определенная кинематическая избыточность. Это достигается увеличением степеней свободы манипулятора так, чтобы было $m > 6$. Появились даже гибкие манипуляторы типа «хобот», у которых $m > 10$, для таких манипуляторов с большой кинематиче-

ской избыточностью нужны методы решения уравнений (1), ориентированные на использование ЭВМ.

Далее рассмотрим величину тепловложений в сварочную ванну в зависимости от поляризации излучения и пространственного угла падения лазерного луча.

Тепловой поток, вводимый в металл исходным лазерным пучком в точке $\{x_0, y_0, z_s(x_0, y_0)\}$ можно вычислить как

$$q_0 = \frac{dP_0 (W_0^{(p)} \cos^2 \psi_0 + W_0^{(s)} \sin^2 \psi_0)}{(dS_0)}, \quad (5)$$

где $W_0^{(p,c)}[\vartheta_0(x_0, y_0), T(x_0, y_0)]$ – значения коэффициентов поглощения соответственно для p - и s -поляризации в указанной точке поверхности.

Отраженная элементарной площадкой dS_0 мощность излучения, падающего затем на площадку dS_1 , есть

$$dP_1 \equiv d\bar{P}_0 = dP_0 \left[\left(1 - W_0^{(p)} \right) \cos^2 \psi_0 + \left(1 - W_0^{(s)} \right) \sin^2 \psi_0 \right].$$

Повторив приведенные рассуждения для последующих отражений, можно получить рекуррентную формулу для нахождения

$$dP_{m+1} = dP_m \left[\left(1 - W_m^{(p)} \right) \cos^2 \psi_m + \left(1 - W_m^{(s)} \right) \sin^2 \psi_m \right], \\ m = 0, 1, 2, \dots,$$

где $W_m^{(p,s)}[\vartheta_m(x_0, y_0), T(x_m, y_m)]$ и $\psi_m(x_0, y_0)$ – значения коэффициентов поглощения и угла между плоскостью $m+1$ падения луча на поверхность парогазового канала и направлением вектора электрического поля падающего излучения.

Угол можно определить с помощью соотношения

$$\sin^2 \psi_m = \frac{(D'_m)^2}{E'_m}, \quad m = 0, 1, 2, \dots, \quad (6)$$

где

$$D'_m = A_m (E_m^{(p)} + E_m^{(s)})_x + B_m (E_m^{(p)} + E_m^{(s)})_y + \\ + C_m (E_m^{(p)} + E_m^{(s)})_z;$$

$$E'_m = (E_m^{(p)} + E_m^{(s)})_x^2 + (E_m^{(p)} + E_m^{(s)})_y^2 + (E_m^{(p)} + E_m^{(s)})_z^2,$$

где компоненты электрического поля

$E_m = E_m^{(p)} + E_m^{(s)}$ при $m+1$ падении луча на поверхность канала определяются из условий, что вектор $E_m^{(p)}$ лежит в плоскости падения и перпендикулярен падающему лучу, а $E_m^{(s)}$ перпендикулярен указанной плоскости:

$$\begin{aligned} (E_m^{(p)})_x a_m + (E_m^{(p)})_y b_m + (E_m^{(p)})_z c_m &= 0; \\ (E_m^{(p)})_x A_m + (E_m^{(p)})_y B_m + (E_m^{(p)})_z C_m &= 0; \\ \frac{A_m}{(E_m^{(s)})_x} = \frac{B_m}{(E_m^{(s)})_y} = \frac{C_m}{(E_m^{(s)})_z}, m = 0, 1, 2, \dots, \end{aligned}$$

и условий, связывающих составляющие электрического поля для падающего и отраженного излучения при соответствующем падении:

$$\begin{aligned} (E_{m+1}^{(p)})^2 &= (1 - W_m^{(p)}) (E_m^{(p)})^2; \\ (E_{m+1}^{(s)})^2 &= (1 - W_m^{(s)}) (E_m^{(p)})^2, m = 0, 1, 2, \dots \end{aligned}$$

в частности, для первого падения, используя (6), находим $\sin^2 \psi_0 = (A_0 \cos \psi_0 + B_0 \sin \varphi_0)^2$.

По аналогии с (5) тепловой поток $q_m[x_m(x_0, y_0), y_m(x_0, y_0), z_m(x_0, y_0)]$ вводимый в металл при $m+1$ падении на поверхность канала луча (x_0, y_0) исходного пучка, можно записать в виде

$$q_m = dP_m (W_m^{(p)} \cos^2 \psi_m + W_m^{(s)} \sin^2 \psi_m) / (dS_m),$$

$$m = 0, 1, 2, \dots$$

Здесь $dS_m(x_0, y_0) = -dS_m^{(x,y)} / \gamma_m(x_0, y_0)$, где $dS_m^{(x,y)}$ – площадь четырехугольника в плоскости xOy , вершины которого определяются координатами (x_m, y_m) точек пересечения лучей исходного пучка $(x_0, y_0); (x_0 + dx_0, y_0); (x_0, y_0 + dy_0)$ и $(x_0 + dx_0, y_0 + dy_0)$ с поверхностью $z = z_s(x, y)$ при $m+1$ отражении.

Результирующее пространственное распределение теплового потока, вводимого в металл лазерным пучком, при учете многократных отражений излучения стенками парогазового канала может быть представлено в виде:

$$\begin{aligned} \delta'(x_0, y_0) &= \delta[x - x_m(x_0, y_0)]; \\ \delta''(x_0, y_0) &= \delta[y - y_m(x_0, y_0)]; \end{aligned}$$

$$q[x, y, z_s(x, y)] = \sum_{m=0}^{\infty} \int \delta'(x_0, y_0) \delta''(x_0, y_0) q_m dx_0 dy_0$$

интегрирование ведется по области изменения координат лучей исходного лазерного пучка, падающих на поверхность канала. Проинтегрировав затем это выражение по всей поверхности $z = z_s(x, y)$, можно вычислить полную мощность $\bar{Q}$, поглощаемую металлом, а также интегральный коэффициент поглощения, определяемый как

$$\bar{W} = \bar{Q} / Q_0. \quad (7)$$

Таким образом, выражение (4) позволяет определить положение точки фокуса при известном положении органов движения входящих в состав робота, а выражение (7) величину вложений энергии лазерного излучения в сварочную ванну. Что делает возможным проведения анализа состояния сварочной ванны при случайных возмущениях в отдельных органах движения сварочного робота.

Литература

1. Коваленко В.С. Лазерная технология на новом этапе развития // Автоматическая сварка. – 2001. – № 12. – С. 4-11.
2. Shneider C., Prange W. Tailored blanks – ein Werkstoff für neue Formen der Konstruktion // Thyssen Technische Berichte. – 1992. – № 1. – Р. 97-106.
3. Вукобратович М., Стокич Д. Синтез управления возмущенным движением автоматических манипуляторов // Машиностроение. – 1982. – № 1. – С. 9-14.
4. Динамика управления роботами / В.В. Козлов, В.П. Макарычев, А.В. Тимофеев; Под ред. Е.И. Юревича. – М.: Наука, 1984. – 328 с.
5. Попов Е.П., Верещагин А.Ф., Зенкевич С.Л. Манипуляционные роботы: Динамика и алгоритмы. – М.: Наука, 1978. – 400 с.

Поступила в редакцию 24.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.И. Костюк, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 531

И.О. ЧЕРЕДНИКОВ, А.И. ОСМОЛОВСКИЙ, Л.А. БОРКОВСКАЯ*Национальный авиационный университет, Киев, Украина***АВТОМАТИЧЕСКИЙ КОНТРОЛЬ ПРЕЦИЗИОННЫХ АВИАЦИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ**

Рассмотрен автоматический контроль прецизионных авиационных деталей цилиндрической формы.

автоматический контроль, цилиндрическая поверхность, оценки отклонений формы, погрешность

Введение

В связи с повышением требований к точности деталей машин промышленность начинает постепенно переходить от контроля точности формы отдельных сечений детали к комплексной проверке ее поверхности.

Высокое качество машин влечет за собой ужесточение допусков. Каждое десятилетие допуски ужесточаются примерно в 1,5 раза. Одновременно повышается и доля трудоемкости операций контроля в технологическом процессе изготовления деталей и изделий, совершенствуются измерительные средства.

Надежность правильно сконструированной машины, функционирование ее узлов в расчетном режиме, а значит, и ресурс в определяющей степени зависят от геометрической точности изготовления деталей по сопрягаемым поверхностям.

В машиностроении контроль занимает около 15% общей трудоемкости продукции, а в капитальных вложениях доля измерительных средств и контрольного оборудования достигает 20% всех средств, расходуемых на технологическое оборудование.

Ниже рассмотрена система прилегающих линий и поверхностей в значительной мере отличающаяся от определений [1]. В основу построения этой системы положены следующие принципы: во-первых,

прилегающая линия или поверхность (база) имеет такую форму, какую имела бы оцениваемая линия или поверхность (объект), если бы она была выполнена идеально, т.е. без каких-либо отклонений; во-вторых, параметры и расположение прилегающей линии или поверхности выбираются таким образом, чтобы мера пространства, заключенного между поверхностью и объектом, была минимальной. Из второго принципа следует, что при построении прилегающей линии минимизируется принципа площадь, а при построении прилегающей поверхности – объем, заключенный между базой и объектом. Поскольку объем, заключенный внутри измеренной поверхности, фиксирован, это равносильно построению внешней прилегающей поверхности ограничивающей тело минимального объема, и внутренней прилегающей поверхности, ограничивающей тело максимального объема.

Разработка системы автоматического контроля является обязательным этапом технической подготовки производства цель которой заключается у обеспечении готовности предприятия к производству деталей заданного качества при минимальных трудовых и материальных затрат в соответствии с заданными сроками (временем) выпуска продукции.

Автоматизированная система технологической подготовки производства решает комплекс задач не только проектирования, но и учетом анализом и

контролем технологических процессов (ГОСТ 14.001, ГОСТ 14.406-025) используя в рамках интегрированного производственного комплекса общую базу данных ГОСТ 14.413-80

Постановка задачи

Для оценки отклонений формы сечений и поверхностей используются три типа баз - прилегающие линии и поверхности, средние линии и поверхности и зоны минимальной ширины. При практической реализации стандартизованных определений и при попытке распространить их на поверхности, непосредственно в стандарте на рассмотренные (конические, тороидальные и др.), возникает ряд существенных трудностей, связанных с отсутствием в [1] единого подхода к определению прилегающих поверхностей.

Решение задачи

Алгоритмы построения прилетающих прямых, окружностей и плоскостей известны. Однако это разнородные частные алгоритмы. Ниже излагается общий метод построения внешних и внутренних прилегающих поверхностей и зоны минимального объема. Этот метод основан на учете фундаментального свойства погрешностей - их малости по сравнению с геометрическими размерами поверхности, что позволяет линеаризовать задачу в стадии ее постановки и использовать при решении аппарат линейного программирования.

Номинальная поверхность может быть задана либо в неявной, либо в параметрической форме. Ограничимся рассмотрением неявного задания, поскольку для параметрически заданной поверхности задача решается аналогично.

Пусть $f(x, y, z, \bar{a}_0) = 0$ - уравнение номинальной поверхности, $f(x, y, z, \bar{a}) = 0$ - уравнение иско-

мой прилегающей поверхности, записанное таким образом, что для всех точек, лежащих внутри нее, $f(x, y, z, \bar{a}) \geq 0$. Тогда для всех внешних точек $f(x, y, z, \bar{a}) < 0$.

Здесь $\bar{a}_0$ - вектор-столбец номинальных параметров поверхности. Он содержит p_1 чертежных размеров, записанных в произвольном порядке, и p_2 нулевых элементов. Этих элементов столько, сколько может быть элементарных отклонений расположения прилегающей поверхности. Таким образом, размерность вектора $\bar{a}_0$ $p = p_1 + p_2$. Вектор $\bar{a}$ имеет ту же размерность p . Он содержит p_1 реальных размеров прилегающей поверхности, записанных в таком же порядке, как чертежные размеры $\bar{a}_0$ и p_2 отклонений расположения поверхности.

Для цилиндра $p = 5$, $p_1 = 1$;

$$\bar{a} = (\Delta x, \Delta y, \alpha, \beta, R)^T;$$

$$\bar{a}_0 = (0, 0, 0, 0, R)^T,$$

где Δx , Δy - проекции на оси $\tilde{O}x$ и $\tilde{O}y$ смещения основания оси цилиндра из номинального положения; α , β - углы поворота оси цилиндра вокруг осей $\tilde{O}x$ и $\tilde{O}y$; R_0 - номинальный радиус цилиндра; R - радиус прилегающего цилиндра.

Объем, заключенный внутри прилегающей поверхности, зависит от значения вектора $\bar{a}$. В линейном приближении

$$V(\bar{a}) = V(\bar{a}_0) + \sum_{i=1}^p \frac{\partial V(\bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i.$$

Аналогично

$$f(x, y, z, \bar{a}) = f(x, y, z, \bar{a}_0) + \sum_{i=1}^p \frac{\partial f(x, y, z, \bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i,$$

где $\bar{\Delta a} = \bar{a} - \bar{a}_0$ – вектор отклонений параметров прилегающей поверхности от номинальной.

Сформулируем задачу линейного программирования для внешней прилегающей поверхности: найти вектор $\bar{\Delta a}$, обеспечивающий минимум линейной формы

$$\sum_{i=1}^p \frac{\partial V(\bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i \quad (1)$$

при линейных ограничениях

$$f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0) + \sum_{i=1}^p \frac{\partial f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i \geq 0; \\ (j = 1, 2, \dots, N),$$

где (x_j, y_j, z_j) – координаты j -й точки реальной поверхности;

N – число измеренных точек реальной поверхности.

Для внутренней прилегающей поверхности задача линейного программирования сводится к нахождению вектора $\bar{\Delta a}$, обеспечивающего максимум линейной формы (1) при линейных ограничениях

$$f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0) + \sum_{i=1}^p \frac{\partial f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i \leq 0; \\ (j = 1, 2, \dots, N).$$

Для зоны минимального объема к реальной поверхности произвольно заданного вида необходимо предварительно ввести определение, поскольку общего определения зоны в [1] нет. Назовем зоной минимального объема пару таких поверхностей заданного вида (элементы зоны), что все точки реальной (поверхности лежат на них или между ними, значения k параметров из p одинаковы для обоих элементов зоны, а объем, заключенный между ними, минимален. Задача линейного программирования для зоны сводится к определению вектора Δa , обеспечивающего минимума линейной формы

$$\sum_{i=k+1}^p \frac{\partial V(\bar{a}_0)}{\partial a_i} (\Delta a_i^{(1)} - \Delta a_i^{(2)})$$

при линейных ограничениях

$$f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0) + \sum_{i=1}^p \frac{\partial f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i \geq 0; \\ f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0) + \sum_{i=1}^p \frac{\partial f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i \leq 0; \\ (j = 1, 2, \dots, N).$$

Здесь $\Delta a_i^{(1)}, \Delta a_i^{(2)}$ – векторы отклонений параметров для наружного и внутреннего элементов зоны соответственно;

$$\Delta a_1^{(1)} = \Delta a_1^{(2)}, \dots, \Delta a_k^{(1)} = \Delta a_k^{(2)}.$$

Для тора:

$$\bar{\Delta a}^{(1)} = (\Delta x^{(1)}, \Delta y^{(1)}, \alpha^{(1)}, \beta^{(1)}, \Delta R^{(1)}, \Delta r^{(1)})^T; \\ \bar{\Delta a}^{(2)} = (\Delta x^{(2)}, \Delta y^{(2)}, \alpha^{(2)}, \beta^{(2)}, \Delta R^{(2)}, \Delta r^{(2)})^T.$$

Первые четыре параметра – те же, что у цилиндра: R – радиус направляющей окружности; r – радиус образующей окружности. В этом случае $p = 6$, $k = 5$.

При численной реализации любого из описанных выше алгоритмов можно пользоваться стандартными программами методов линейного программирования, которые имеются в программно-математическом обеспечении.

Для цилиндра:

$$V = \pi R^{(2)} \tilde{H}; \\ f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0) + \sum_{i=1}^5 \frac{\partial f(x_j, y_j, z_j, \bar{a}_0)}{\partial a_i} \Delta a_i = \\ = x^2 + y^2 - R_0^2 - 2x(\Delta x + \beta z) - \\ - 2y(\Delta y - \alpha z) - 2R_0 \Delta R.$$

Поскольку высота цилиндра H фиксирована, линейная форма (1) имеет вид $2\pi R_0 \tilde{H} \Delta R$, т.е. построение внешнего прилегающего цилиндра сводится к минимизации ΔR при ограничениях

$$\begin{aligned} x_j^2 + y_j^2 - R_0^2 - 2x_j(\Delta x + \beta z_j) - \\ - 2y_j(\Delta y - \alpha z_j) - 2R_0\Delta R \leq 0; \\ (j = 1, 2, \dots, N). \end{aligned}$$

Построение внутреннего прилетающего цилиндра сводится к поиску максимума ΔR при ограничениях

$$\begin{aligned} x_j^2 + y_j^2 - R_0^2 - 2x_j(\Delta x + \beta z_j) - \\ - 2y_j(\Delta y - \alpha z_j) - 2R_0\Delta R > 0; \\ (j = 1, 2, \dots, N). \end{aligned}$$

Для построения зоны надо минимизировать разность $\Delta R^{(1)} - \Delta R^{(2)}$ по ограничениям:

$$\begin{aligned} x_j^2 + y_j^2 - R_0^2 - 2x_j(\Delta x + \beta z_j) - \\ - 2y_j(\Delta y - \alpha z_j) - 2R_0\Delta R^{(1)} \leq 0; \\ x_j^2 + y_j^2 - R_0^2 - 2x_j(\Delta x + \beta z_j) - \\ - 2y_j(\Delta y - \alpha z_j) - 2R_0\Delta R^{(2)} > 0; \\ (j = 1, 2, \dots, N). \end{aligned}$$

Чтобы воспользоваться стандартной программой решения задач линейного программирования, надо составить расширенную матрицу ограничений и вектор коэффициентов целевой функции для рассматриваемой задачи.

Выводы

Пользуясь предложенным методом, можно построить систему прилегающих баз для произвольной поверхности, заданной в неявной или параметрической форме.

Результаты численных экспериментов подтверждают эффективность предложенной методики при решении задач синтеза поверхностей деталей.

Предложена математическая модель системы оценки точности формы цилиндрических поверхностей деталей и измерения геометрических размеров, которая основывается на использовании высокоэффективных методов и средств решения задач измерения и включают методы траекторного и оптимального управления в процессе измерения.

Литература

1. СТ СЭВ 301-76 «Основные нормы взаимозаменяемости. Допуски формы и расположения поверхностей. Основные термины и определения».
2. Дружинский И.А. Сложные поверхности. Математическое описание и технологическое обеспечение. - Л.: Машиностроение, 1985. - 263 с.
3. Абдулов А.Н., Шустер В.Г. Построение системы прилегающих базовых поверхностей для оценки точности формы деталей произвольного вида // Станки и инструмент. - 1983. - № 11. - С. 37-41.

Поступила в редакцию 14.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук В.П. Квасников, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 535

В.Н. ИЛЬЧЕНКО, С.В. ОКОЧА*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЛАЗЕРНОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ИЗМЕРЕНИЯ ВЫСОКОТОЧНЫХ ДЕТАЛЕЙ

Рассматриваются вопросы оптимизации контроля геометрических параметров изделий сложной формы, построения математической модели лазерной измерительной системы.

лазерная измерительная система, лазерное зондирование, измерение геометрических размеров, бесконтактный метод измерения

Введение

В современных условиях развития промышленного производства Украины актуальной является проблема измерения геометрических размеров деталей и сложных пространственных поверхностей с заданной точностью. Области практической деятельности, где возникают подобные задачи, многообразны. Для успешного решения многих измерительных задач в разных сферах науки и техники необходимо иметь точную количественную информацию о геометрических размерах, форме и пространственном положении различных объектов. К таким задачам можно отнести контроль формы деталей и геометрических параметров технологических процессов в машиностроении. Знания точной информации об объекте измерения необходимы, как при производстве машин, так и в метрологии, в технике неразрушающего контроля.

Постановка задачи

Построить математическую модель процесса измерения высокоточных авиационных деталей. Разработать функциональную схему использования лазерной измерительной системы.

Решение задачи

Использование сканирующих лазерно-оптических систем — это один из перспективных совре-

менных способов получения точной трехмерной информации об объекте или совокупности объектов. Основными требованиями к современным средствам размерного контроля являются высокая точность (погрешность до 2 мкм), быстроедействие (10^{-3} с), возможность быстрого перехода на другие типоразмеры. На базе персональных компьютеров измерительные системы должны быть полностью автоматическими (с регистрацией, отображением, документированием и сохранением результатов измерений в базе данных и передачей их по компьютерной сети).

Принцип построения таких систем несложен. Точный лазерный измеритель, сопряженный с устройством сканирования, позволяет «просмотреть» поверхность объекта точка за точкой и получить для него массив измерений. Компьютерная обработка полученных данных позволяет определить геометрические параметры и форму объекта.

Измерительный оптический комплекс включают в себя набор оптоэлектронных измерительных головок, электронный блок, лазерный сканирующий оптико-механический блок, современный компьютер и развитое специализированное программное обеспечение для контроля геометрии изделий сложной формы. Сканирующий блок имеет в своем составе координатный и поворотный столы, в качестве поворотного стола используется координатный стол

АР-400, который обеспечивает контролируемое перемещение объекта измерения в поле зрения опто-электронного измерительного блока в направлении координат X и Y . Точность позиционирования составляет $2 \cdot 10^{-6}$ м.

Сканируя по поверхности объекта получаем данные об интенсивности света $I(x, y)$.

Когерентная система существенно нелинейная относительно интенсивности света I в отличие от некогерентной системы.

Для когерентной системы имеем:

$$I = |h(x, y) * A(x, y)|^2; \quad (1)$$

а для некогерентной системы

$$I = |h(x, y)|^2 * |A(x, y)|^2, \quad (2)$$

где $h(x, y)$ – функция рассеивания точки, которая зависит от апертуры оптической системы, $A(x, y)$ – комплексная амплитуда напряженности поля световой волны.

Для когерентной системы

$$I = (a^2 / 2) \sin^2(2ub) [1 + \cos(4\pi ux + 2\varphi)]. \quad (3)$$

Для некогерентной системы

$$I = (a^2 / 2) [1 + \sin^2(4ub) \cos(4\pi ux + \varphi)], \quad (4)$$

где $\sin c(y) = \sin(\pi y) / (\pi y)$.

Используем определение контраста изображения в виде

$$V = I_{\max} - I_{\min} / I_{\max} + I_{\min}, \quad (5)$$

согласно с (3), (4) является очевидным преимущество когерентной системы по величине контраста изображения в $K = 1 / [\sin c(4ub)]$ раз.

Также, зондируя контролируемую поверхность пучком лучей лазера в радиальном направлении и измеряя координаты отраженных от поверхности пучков, после сопоставления с расчетными значениями координат можно получить все необходимые сведения о дефектах поверхности.

Отразившись от контролируемой поверхности детали, пучок лазера поступает на растровый опти-

ко-электронный координатор. Информация о координате заключена в изменении разности фаз сигналов измерительной и опорной ветвей. Призмная система координатора разносит пучки по взаимно перпендикулярным осям, формируя одновременно измерительную и опорную ветви.

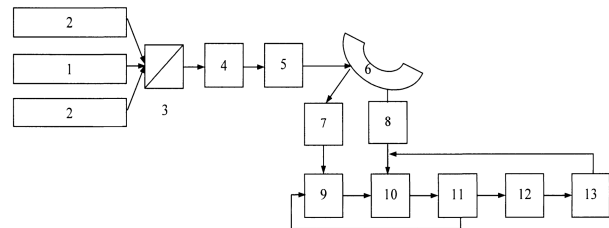


Рис. 1. Функциональная схема устройства, осуществляющего контроль с помощью метода лазерного зондирования

Схема содержит оптическую измерительную систему 1,2 типа LMS-100, светоделительный кубик 3, электрооптический преобразователь 4, электрооптический кристалл 5, объект измерения 6, оптические фильтры 7, фотоприемник 9, компьютер 12, аналого-цифровой преобразователь и цифро-аналоговый преобразователь 13.

Такая схема измерения обладает повышенной чувствительностью и исключает частотную составляющую погрешности измерений.

Достоинствами метода лазерного зондирования контролируемых поверхностей являются: использование бесконтактного метода измерений, позволяющего с высокой точностью (до единиц угловых секунд и до единиц микрометров) определять искомые угловые и линейные значения; возможность автоматизации процесса измерений; возможность проведения измерений в условиях цехов и заводских лабораторий.

В памяти ЭВМ находится информация о расчетных значениях положения луча. ЭВМ сопоставляет полученную информацию с информацией о расчетных значениях, преобразует разность значений к виду угла отклонения нормали для данной координаты, подает команду для разворота детали.

Изменение значений разности фаз сигналов с фазометров при вращении детали говорит о дефектах формы контролируемой поверхности.

В последние годы вырос интерес к проблеме автоматизации технологических процессов обработки, к финишным операциям доводки точных авиационных деталей. Цель применения систем автоматического управления точностью измерений – уменьшить отклонения от заданных размеров и формы обрабатываемых поверхностей.

Чем больше факторов, влияющих на форму деталей, будут учитываться системой управления, тем полнее будет информация, используемая для прогноза, тем меньше будет ошибка. Однако увеличение числа учитываемых факторов усложняет систему управления, делает ее менее надежной и менее управляемой.

Безошибочное предсказание размеров и формы высокоточных авиационных деталей возможны лишь в том случае, когда известны все причины, порождающие отклонения размеров. В реальных условиях практически все факторы, порождающие отклонения размеров, изменяются в процессе обработки поверхности случайным образом.

При использовании численных методов оптимизации для решения технических задач со многими переменными параметрами необходимо проводить большой объем вычислений. Поэтому внедрение методов оптимизации стало возможным после создания высокопроизводительных компьютеров. Вместо стандартных программ реально использовать пакеты программ, включающие в себя библиотеку различных алгоритмов для определения параметров процесса, вспомогательные и управляющие программы, организующие на ЭВМ процесс оптимизации.

Заключение

Использование компьютерной лазерной измерительной системы позволяет повысить точность и

производительность измерений, автоматизировать процесс измерений высокоточных деталей. Объективность и оперативность контроля дают возможность повысить качество изделий. Система может применяться в цеховых условиях.

Измерения проводятся автоматически и их результаты отображаются на экране монитора или в печатном виде в реальном масштабе времени, исключается субъективный фактор при проведении и обработке результатов измерений.

Литература

1. Застрогин Ю.Ф. Прецизионные измерения параметров движения с использованием лазера. – М.: Машиностроение, 1986. – 272 с.
2. Карасик В.Е., Орлов В.М. Лазерные системы видения. – М.: МГТУ им. Баумана, 2001. – 352 с.
3. Оптико-электронное устройство бесконтактного контроля геометрических параметров ТВЭЛ / В.А. Белоглазова, О.И. Битюцкий, А.А. Гущина и др. // Автометрия. – 2004. – 40, № 2. – С. 82.
4. Васин А.С., Колочкин В.Я., Метелкин А.И., Мосягин Г.М. Лазерный измеритель объектов // Вестник МГТУ. Серия Приборостроение. – 1992. – № 2. – С. 81-87.
5. Оптоэлектронные микропроцессорные системы для измерений геометрии протяженных изделий / Рав.М. Галиулин, Риш.М. Галиулин, Ж.М. Бакиров и др. // Кабельная техника. – 1995. – № 6. – С. 36.
6. JSCTVEL nuclear fuel for power and research reactors. – М.: Russian business agency, 2001. – 340 p.
7. Taguchi A., Miyoshi T., Takaya Y., et al. 3-D micro-profile measurement using optical inverse scattering phase method // Ann. CIPR. – 2000. – 49, N1. – P. 423.

Поступила в редакцию 22.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.И. Костюк, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 531

В.П. КВАСНИКОВ¹, А.Л. ПЕРЕДЕРКО², С.В. УВАРОВ³¹*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*²*ООО «АРАМИС», Черкассы, Украина*³*УМГ «Донбастрансгаз», Донецк, Украина*

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЬЕЗОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ВИБРООПОРЫ ДЛЯ КООРДИНАТНО-ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ

Рассмотрена математическая модель пьезоэлектрической виброопоры для координатно-измерительной машины.

пьезоэлектрическая виброопора, пьезодвигатель, математическая модель, гистерезис двигателя

Введение

Необходимость в контроле точности производимой продукции, повышения эффективности на стадии разработки и технологической подготовки, сделали координатно-измерительные машины (КИМ) неотъемлемой частью производственных процессов на многих заводах мировых производителей в области машиностроения, авиастроения, авиакосмического строения, двигателестроения и т.д.

Современные контрольно-измерительные машины представляют собой высокоточные устройства, обеспечивающие до пяти степеней свободы при ориентации измерительного механизма в пространстве. Управляемые ЭВМ, они комплектуются развитыми библиотеками программ для проведения и обработки измерений изделий различной формы. Прежде всего, они ориентированы на измерение составляющих поверхность изделий типовых геометрических объектов, таких как плоскости, призмы, тела вращения и др.

Измерения и обработка результатов на КИМ сопряжены с решением ряда проблем обеспечения условий их проведения. Для получения достоверных результатов необходимы лабораторные условия, что удаляет КИМ от производственного процесса.

В последнее время ведущие мировые производители с целью повышения точности проводимых из-

мерений оснащают свои КИМ сложными системами термостабилизации и защиты от воздействий вибрации. Особо интенсивно ведутся работы по защите КИМ от вибраций. Если раньше для этой цели использовались пассивные виброопоры, то в настоящее время в серийных моделях начали применять активные виброопоры. К примеру, КИМ модели SCIROCCO 140907 CNC Brown and Sharpe-DEA (рис. 1), которая используется для измерений геометрических элементов деталей, как основного производства, так и деталей технологической оснастки (имеет пространственную погрешность измерения – $E = (1,9 + 3L/1000)$ мкм, где L – измеряемая длина в мм), оснащена системой термокомпенсации с тремя датчиками температуры машины и одним датчиком детали, находится в термоконстантном помещении и установлена на активные виброопоры.



Рис. 1. КИМ модели SCIROCCO 140907 CNC

Активные средства гашения вибрационных колебаний предполагают наличие широкополосного линейного привода. Для этих целей предлагается использовать пьезоэлементы.

В данной работе рассмотрена математическая модель пьезоэлектрической виброопоры для КИМ.

Решения задачи

Рассмотрим математическую модель составного пьезодвигателя с некоторой нагрузкой массой m_0 (рис. 2).

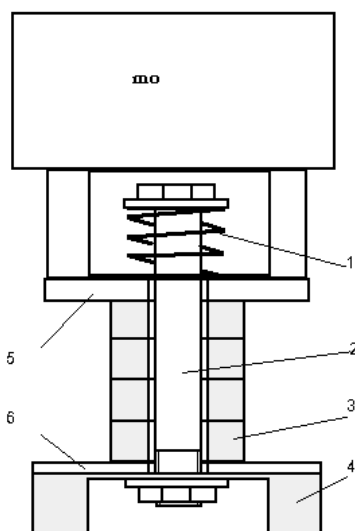


Рис. 2. Составной пакетный пьезодвигатель с нагрузкой

Элементы конструкции пакетного пьезодвигателя:

- 1 – упругий элемент (пружина работающая на сжатие);
- 2 – болт для стягивания пакета пьезокерамических колец;
- 3 – пьезокерамические кольца;
- 4 – подложка основания опоры;
- 5 – подвижная шайба;
- 6 – основание опоры.

Пьезопакет состоит из n колец, начальная его длина – Δl , площадь сечения – S_0 . Длина пакета под действием электрического поля E изменяется на величину Δl . Кроме объекта перемещаются элемен-

ты объема активной части пакета, масса которого m_k . Учитывая то, что пакет одним своим концом закреплен и некоторая его часть не принимает участия в движении, обычно, принимают во внимание суммарную приведенную массу $m_\Sigma = m_0 + 0,4m_k$.

Для данного случая можно записать условие равновесия сил в виде:

$$F_y = F_\varphi + F_c + F_o + F_{дин}, \quad (1)$$

где $F_y = K_y \Delta l$ – усилие упругой деформации пьезопакета, Н;

$F_\varphi = d_3 Y S_0$ – усилие в пакете, вызванное приложенным электрическим полем, Н;

F_c – статическое усилие, приложенное к объекту управления, Н;

$F_d = -K_d d\Delta l / dt$ – демпфирующее усилие в пакете, Н;

$F_{дин} = -m_\Sigma d^2 \Delta l / dt^2$ – динамическое усилие в пакете, Н;

$K_y = Y S_0 / l_0$ – коэффициент упругости пакета, Н/м;

K_d – коэффициент внутреннего демпфирования, кг/с.

Введем следующие обозначения:

$K_n = K_{ydn}$ – коэффициент прямого пьезоэффекта;

$K_o = K_{ydn}$ – коэффициент обратного пьезоэффекта;

$V = d\Delta l / dt$ – скорость перемещения объекта;

$U = E l_o$ – напряжение управления пьезопакетом;

C_o – емкость пьезопакета;

$R_{вн}$ – внутреннее сопротивление источника управляющего напряжения;

$T_3 = C_o R_{вн}$ – электрическая постоянная времени, с.

Тогда, с учетом уравнения равновесия модель пьезодвигателя можно представить структурной схемой рис. 3.

Полученная модель справедлива для целого ряда конструкций пьезодвигателей (кольцеобразных,

дисковых, биморфных и д.р.), работающих в области частот от 0 до первого механического резонанса. Учитывая большой разброс параметров пьезоматериалов, наилучшее совпадение динамических харак-

теристик модели и реального двигателя получается для экспериментально определенных параметров $m_\Sigma, K_y, K_{обр}, K_{нр}, C_0, R_{вн}$.

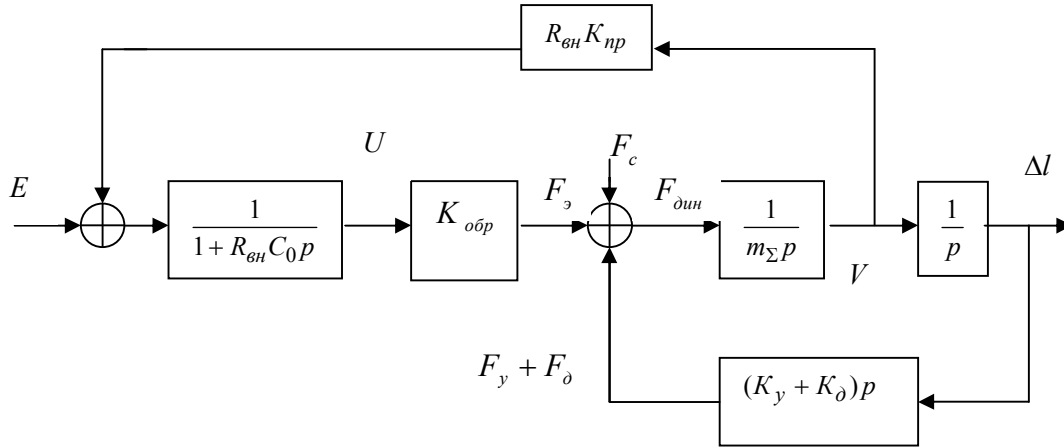


Рис. 3. Структурная схема пьезодвигателя

Модель условно можно разбить на две части:

– электрическая, в которую входят апериодическое звено первого порядка, учитывающее инерционность устройства усилитель двигатель, K_o – обратный пьезоэффект и K_n – обратное влияние прямого пьезоэффекта;

– механическая, учитывающая механическую инерционность двигателя с нагрузкой (первый интегратор), переход от скорости к перемещению (второй интегратор) и упругие свойства пьезопакета с демпфированием (элемент обратной связи).

Передаточная функция для такой модели будет иметь вид:

$$W(p) = \frac{\Delta l(p)}{U(p)} = \frac{K_o / K_y}{1 + c_1 p + c_2 p^2 + c_3 p^3}; \quad (2)$$

$$c_1 = R_{вн} C_0 + \frac{K_\delta}{K_y} + R_{вн} K_{нр} \frac{K_\delta}{K_y};$$

$$c_2 = \frac{m_\Sigma}{K_y} + R_{вн} C_0 \frac{K_0}{K_y};$$

$$c_3 = R_{вн} C_0 \frac{K_0}{K_y}.$$

Если пренебречь внутренней обратной связью по скорости ($K_n = 0$), влиянием внутреннего демпфирования ($K_\delta = 0$) и инерционностью преобразователя $T_s = 0$, то выражение 2 примет вид передаточной функции консервативного звена

$$W(p) = \frac{K_o / K_y}{1 + \frac{m_\Sigma}{K_y} p^2}, \quad (3)$$

а чтобы учесть демпфирование, можно использовать передаточную функцию колебательного звена

$$W(p) = \frac{K_o / K_y}{1 + 2\xi T_M p + T_M^2 p^2}, \quad (4)$$

где

$$T_M = \sqrt{\frac{m_\Sigma}{K_y}}; \quad \xi = \frac{1}{2Q},$$

где $Q = 10 \dots 100$ – механическая добротность.

Кроме того, если гистерезис двигателя превышает 10% его необходимо учитывать. Для случая, когда в керамике создается напряженность электрического поля много меньше напряженности предварительной поляризации и форма петли гистерезиса близка к эллипсу, единственным его проявлением

является вносимый отрицательный фазовый сдвиг между перемещением и управляющим напряжением. Величина фазового сдвига является некоторой функцией амплитуды управляющего напряжения и не зависит от частоты в дорезонансной области. Гистерезис y определяется как отношение максимальной ширины петли по координате перемещения Δh к максимальному для данной петли значению перемещения $l_{\max}$, т.е. $y = \Delta h / l_{\max}$ (рис. 4).

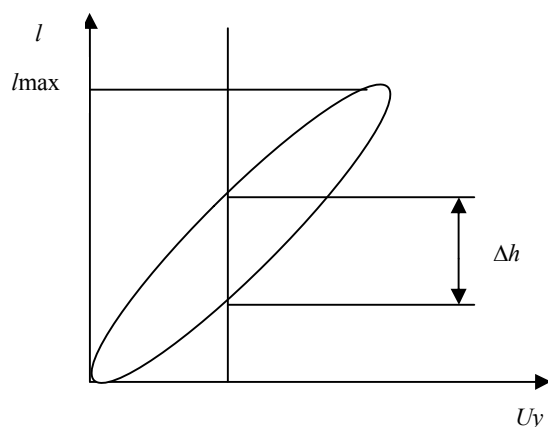


Рис. 4. Определение гистерезиса пьезодвигателя

В силу своих физико-механических свойств: значение предела прочности пьезоэлектрической керамики на растяжение на порядок меньше, чем предел прочности на сжатие, пьезоэлектрические материалы могут реально создавать усилие только в одном направлении - в направлении увеличения своей длины. Поэтому неотъемлемой частью пьезодвигателя является механическое, упругое устройство 1 (рис. 1), которое осуществляет предварительное нагружение элементов пьезодвигателя с усилием, заведомо превышающим максимальное растягивающее усилие во время работы. Предварительное на-

гружение уменьшает основной недостаток таких пьезодвигателей – значительный гистерезис, а также повышает жесткость системы "пьезодвигатель – нагрузка", исключая возможность появления люфта.

Выходное усилие пьезодвигателя чрезвычайно высоко и составляет до нескольких десятков тысяч ньютонов. Управление пьезодвигателями на базе пьезоэлектрической керамики разработано, в настоящее время, достаточно подробно. С помощью встроенных пьезоэлектрических датчиков (акселерометров) осуществляется коррекция такого недостатка, как значительная колебательность пакета из пьезоэлектрической керамики.

При гармоническом входном воздействии величина фазового сдвига с хорошим приближением определяется по формуле $(p) = \arcsin(y)$. Этот фазовый сдвиг можно учитывать в модели двигателя звеном чистого запаздывания с передаточной функцией вида:

$$W(p) = e^{-\tau p},$$

где τ – время запаздывания.

Выводы

Величина фазового сдвига вносимого звеном чистого запаздывания является функцией круговой частоты. Поэтому при проектировании необходимо учитывать этот фактор и вносить коррекцию в величину τ , в зависимости от частоты управляющего воздействия.

Поступила в редакцию 16.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.В.Куц, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 631.7.04-197 : 631 : 7.019.11

В.О. ПОВГОРОДНИЙ*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины***УПРАВЛЕНИЕ ТЕПЛОВЫМ РЕЖИМОМ ПЛАТЫ С РАЗМЕЩЕННЫМИ НА НЕЙ ЭЛЕКТРОННЫМИ РАДИОТЕХНИЧЕСКИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ**

Приведен расчет управления тепловым режимом для платы с размещенными на ней электрорадиоэлементами (ЭРЭ). Расчет был проведен с использованием стандартных зависимостей для расчета характеристик температурного поля. ЭРЭ на плате и критериев БИО и Фурье. ЭРЭ учитывались как тепло-рассеивающие элементы (источники теплоты), так и распределенные массы. Получены максимальные и минимальные значения температур и максимального температурного градиента на плате, что является необходимым для решения задачи управления температурным полем и полем температурных напряжений. В последующем полученные результаты по температурам можно использовать при проектировании системы охлаждения приборных отсеков бортовой аппаратуры, устанавливаемой на отечественные самолеты.

температура, расчет, критерий, плата, управление, авиация, бортовая аппаратура**Введение**

Важной составной частью проектирования бортовой радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) является задача обеспечения необходимого теплового режима [1]. Радиоэлектронные средства играют сегодня большую роль в различных областях науки и техники, а их отказы способны вывести из строя весьма серьезные системы, эксплуатируемые в очень жестких режимах работы, в том числе и климатических. В последние годы терморегулирование РЭА превращается в одну из наиболее важных областей военной и авиационно-космической техники. Разнообразные условия применения микроэлектронных устройств вызвали необходимость в создании печатных плат с высокой плотностью тепловой мощности, требующих минимального технического обслуживания в процессе нормальной эксплуатации (т.е. обладающих высокой надежностью). Широкое внедрение микроэлектронных устройств, кроме того, требует разработки методов оптимизации терморегулирования РЭА.

1. Формулирование проблемы

В настоящее время конструкции РЭА встречаются прямоугольной формы (модуль воздушных

параметров (МВП)). МВП устанавливается на самолетах АН-124 «Руслан», ИЛ-76 и предназначен для измерения основных параметров полета (высоты, истинной и приборной скорости и числа Маха, температуры заборного воздуха), размещаемый в кабинном отсеке самолета. Модель блока кассетной конструкции представляет собой пакет плат с размещенными на них электрорадиоэлементами (ЭРЭ).

Как показали предварительные исследования, отличительной особенностью теплового режима блоков кассетной конструкции является неравномерность температурных полей как в плоскости плат, так и в направлении, перпендикулярном платам (при равномерном тепловыделении на платах).

Нагретая зона состоит из кассет с платами. В каждую кассету входит одна, две или несколько плат. Общее количество плат в блоке определяется не только габаритными размерами блока, но также и высотой электрорадиоэлементов (ЭРЭ), устанавливаемых на платах. Платы в блоке могут располагаться горизонтально или вертикально, однако, преимущества вертикального положения плат (удобство в эксплуатации, устойчивость к механическим перегрузкам, возможность применения естественной вентиляции) заставляют конструкторов чаще

останавливаться именно на таком варианте. Нагретая зона каждой платы заполнена теплоотводящими и нетеплоотводящими элементами (микросхемами, микросборками, микромодулями или дискретными элементами малого размера). Принимается, что рассеиваемая нагретой зоной мощность распределена равномерно по платам. Электрическое соединение между микросхемами и ЭРЭ осуществляется печатными токопроводниками, нанесенными на плату.

Печатный монтаж может быть односторонний (на одной стороне платы), двухсторонний (на обеих сторонах платы) и многослойный (несколько тонких плат с одно- или двухсторонним печатным монтажом «склеены» в один пакет). Многослойные платы, содержащие как минимум один сплошной медный слой (толщина 0,07 мм), служащий в качестве шины питания или заземления.

Существующие зазоры между платами необходимо свести к минимуму, что диктуется соображениями сокращения массы и габаритов блока. В современных конструкциях зазор между установленными на плату ЭРЭ и соседней платой не превышает 2 – 3 мм.

Чаще всего отказ радиоэлектронной аппаратуры (РЭА) происходит из-за несоблюдения при их проектировании требований по устойчивости к механическим и тепловым воздействиям.

В этой связи большое внимание сегодня уделяется разработке и внедрению методов теплофизического проектирования с учетом температурных напряжений [2, 3].

Таким образом, при эксплуатации бортовой аппаратуры возникают отказы, которые возникают вследствие температуры и температурных напряжений и их можно разбить на три группы:

- разрушение стеклотекстолитовой (гетинаксовой) пластины;
- разрыв контактной дорожки и нарушение крепления ЭРЭ и его внешних выводов;
- выпучивание (термодинамический изгиб) пластины (платы).

2. Решение проблемы

Пусть термоупругость в твердом теле следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} \rho(x) \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} &= x^{-R} \frac{\partial}{\partial x} \left[x^R E(x) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial x} (\beta T) + F_1(x, t); \\ C(x) \frac{\partial T}{\partial t} &= x^{-k} \frac{\partial}{\partial x} \left[x^R \lambda(x) \frac{\partial T}{\partial x} \right] + F_2(x, t), \end{aligned} \quad (1)$$

где $x \in (0, l)$, $t > 0$, $F_i(x, t)$, $i = 1, 2$, $\beta(x) > 0$, $\rho(x) > 0$, $c(x) > 0$ – заданные непрерывные функции своих аргументов; $k, l > 0$ – заданные положительные числа; $E(x)$ и $\lambda(x)$ – отыскиваемые положительные и непрерывные функции; $u = u(x, t)$, $T = T(x, t)$ – решение системы уравнений (1). При $k = 0$, $k = 1$, $k = 2$ система (1) описывает процесс термоупругости соответственно в отрезке, цилиндре и шаре.

Задача теплопроводности в пластине решается с использованием уравнения теплопроводности для прямоугольной пластины (платы из стеклотекстолита СТЭФ) в декартовых координатах в двумерной постановке. В данной задаче используются граничные условия третьего рода на торцах платы. Применяется четырехугольный КЭ с 12-ю степенями свободы.

Исходные данные:

- длина платы $a = 0,14$ м;
- ширина платы $b = 0,12$ м;
- толщина платы $h = 0,0015$ м;
- неравномерность температурного поля платы $A = 0,3$;
- коэффициент теплопроводности платы $K_{\text{тепл}} = 7,3 \cdot 10^{-8}$ м²/с;
- коэффициент конвективного теплообмена плоскости платы $h_{s1} = 1$;
- коэффициент конвективного теплообмена плоскости платы $h_{s2} = 1$;
- коэффициент конвективного теплообмена плоскости платы $h_e = 1$;
- коэффициент линейного температурного расширения материала платы $\alpha = 1,78 \cdot 10^{-5} \frac{1}{K}$;
- модуль упругости (Юнга) материала платы $E = 2,1 \cdot 10^9$ Па;

коэффициент Пуассона материала платы $\mu = 0,15$.

Зависимость предела прочности стеклотекстолита СТЭФ от температуры описывается зависимостью

$$[\sigma(t)] = 459000 - 81,2t - 0,156t^2.$$

При расчете используются граничные условия 3-го рода на торцах платы радиационно-конвективный теплообмен [4].

Для конечно-элементного представления системы разрешающее уравнение процесса теплопередачи имеет вид:

$$[C] \{T'\} + [K] \{T\} = \{Q\},$$

где $[C]$ – матрица удельных теплоемкостей; $\{T'\}$ – производная по времени температуры в узле; $[K]$ – матрица эффективной теплопроводности; $\{T\}$ – вектор узловых температур; $\{Q\}$ – вектор эффективного теплового потока в узле;

$$[K] \{T\} = \{Q\}.$$

Термосиловая нагрузка на плату:

$$F(x, y, t) = (1 - e^{-At}) \cdot (x - a)^2 \cdot (x + a)^2 \cdot (y - b)^2 \cdot (y + b)^2.$$

$A = 0,3$ – неравномерность температурного поля.

Квадрат каждого сомножителя обозначает жесткую заделку.

Задание нагрузки – кинематическое через опоры.

Поле температур определяется по зависимости

$$T(x, y) = T_0 + \frac{R_m}{1 - \mu^2} \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^2 \times \\ \times \cos \left[\left((\pi(m+2))^{0,5} \right) \cdot \left(0,318 - \frac{0,6366x}{a} \right) \right] \times \\ \times \cos \left[\left((\pi(n+2))^{0,5} \right) \cdot \left(0,318 - \frac{0,6366y}{b} \right) \right].$$

Температурное поле (изотермы) определяется согласно приведенной выше аналоговой зависимости и представлено на рис. 1.

Поле температурных деформаций определяется

$$\varepsilon(x, y) = \frac{\alpha}{\mu - 1} \cdot \left[T_0 + \frac{R_T}{1 - \mu^2} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^2 \right] \times \\ \times \cos \left[\left((\pi(m+2))^{0,5} \right) \cdot \left(0,318 - \frac{0,6366x}{a} \right) \right] \times \\ \times \cos \left[\left((\pi(n+2))^{0,5} \right) \cdot \left(0,318 - \frac{0,6366y}{b} \right) \right].$$

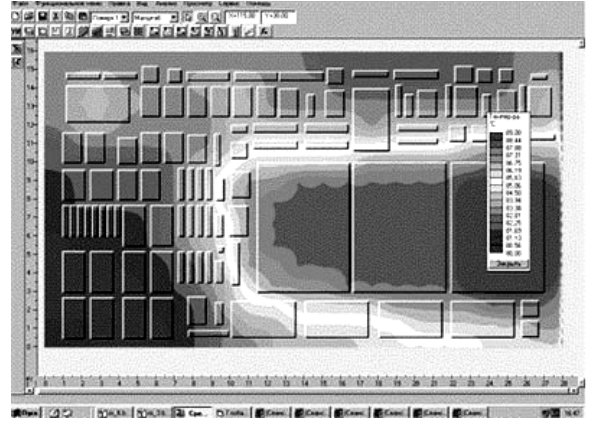


Рис. 1. Изотермы на плате

Поле температурных напряжений

$$G(x, y) = \frac{\alpha \cdot E}{\mu - 1} \cdot \left[T_0 + \frac{R_m}{1 - \mu^2} \cdot \frac{1}{\alpha} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^2 \right] \times \\ \times \cos \left[\left((\pi(m+2))^{0,5} \right) \cdot \left(0,318 - \frac{0,6366x}{a} \right) \right] \times \\ \times \cos \left[\left((\pi(n+2))^{0,5} \right) \cdot \left(0,318 - \frac{0,6366y}{b} \right) \right].$$

Максимальная температура на поверхности платы – 118,96 °С. Минимальная температура на поверхности платы – 90,42 °С. Максимальный градиент температур – 5,0 °С/мм.

Решение уравнений (1) с граничными тепловыми и механическими условиями при решении обратной задачи термоупругости можно заменить задачей поиска минимума функционала

$$\Phi(T) = \frac{1}{2} \int_V \lambda \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] dV + \\ + \sum_{i=0}^2 \int_{S_{qi}} q_i T dS + \frac{1}{2} \sum_{i=3}^5 \int_{S_{\alpha i}} \alpha_i (T - T_f)^2 dS.$$

Решать поставленную задачу будем с помощью метода конечных элементов. Элементы задачи управления температурными напряжениями при расчете системы охлаждения по известным зависимостям. Определим основные характеристики: критерий БИО: $Bi = 0,00225$ 1/с; время появления максимальных сжимающих напряжений (критерий Фурье): 22,3 мин; продолжительность инерционного этапа нагрева при малом БИО – 1,28 с; максималь-

ные растягивающие напряжения – 1,26 кПа; темп охлаждения – 2,7.

В настоящее время освоена технология изготовления стеклотекстолитовых плат с расположенными внутри микроканалами, способными пропускать охлаждающую жидкость. Применение таких плат перспективно как в бортовой, так и наземной аппаратуре. Институт проблем машиностроения НАН Украины совместно с Научно-исследовательским технологическим институтом приборостроения (г. Харьков) занимается проектированием, изготовлением и исследованием стеклотекстолитовых плат со встроенными в них резистивными элементами (нагреватели для систем термостабилизации РЭА) и микроканалами для внутреннего конвективного охлаждения (платы для РЭА) (рис. 2, 3).



Рис. 2. Принудительная вентиляция платы

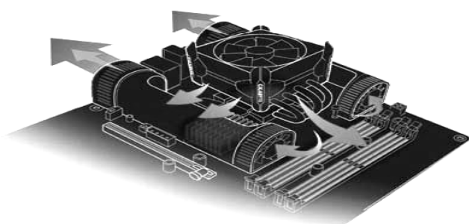


Рис. 3. Направление потока воздуха в системе охлаждения

Здесь нужно правильно разместить в платах контактные дорожки, обеспечивающие заданное выделение тепловой энергии, или микроканалы для эффективного и равномерного охлаждения плат с учетом мощности и месторасположения элементов РЭА, учитывая требования не только теплопроводности, но и термостойкости. Расчеты тепловых ре-

жимов являются частью процесса проектирования и включаются в проектные сравнения, проводимые при формировании технических характеристик аппаратуры, объема, необходимой для работы системы кондиционирования, охлаждения и т.д.

Выводы

Экономичность состоит в том, что дороговизна и сложность экспериментальных исследований вызывает необходимость создания расчетно-теоретических методик исследования данных технических объектов. Один из перспективных способов обеспечения теплового режима – жидкостное охлаждение [4] при проектировании таких устройств возникает комплексная задача размещения РЭА как, во-первых, тепловыделяющих элементов (источников теплоты) и, во-вторых, сосредоточенных масс, так и охлаждающих каналов (стоков теплоты).

Литература

1. Дульнев Г.Н., Парфенов В.Г., Сигалов А.В. Методы расчета теплового режима приборов. – М.: Радио и связь, 1990. – 312 с.
2. Алексеев В.А. Расчет нестационарной теплопередачи многослойной стенки с неодинаковыми площадями контакта между слоями // Инж.-физ. журнал. – 1985. – Т. 39, № 3. – С. 491-496.
3. Алексеев В.А., Чукин В.Ф., Митрошкина М.В. Математическое моделирование тепловых режимов аппаратуры на ранних этапах ее разработки. – М.: Информатика – Машиностроение, 1998. – С. 17–22.
4. Повгородний В.О. Определение температурного поля платы с размещенными на ней электронными радиотехническими элементами // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 2/38. – С. 85-88.

Поступила в редакцию 5.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. П.Д. Доценко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 620.92

Ю.Н. ХАРИТОНОВ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

РАЗРАБОТКА МАТРИЦЫ СООТВЕТСТВИЯ ЭТАПОВ РАЗВИТИЯ И СОСТОЯНИЯ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Установлены взаимосвязи этапов развития сложной технической системы и ее функционального состояния. Предложены зависимости, описывающие возможные состояния системы.

реконструкция, техническая система, этапы развития, управление проектами

Введение

В современных условиях одной из актуальных проблем в энергетике остается проблема эффективной реализации проектов модернизации и реконструкции сложных технических систем, к которым, прежде всего, относятся системы теплоснабжения крупных городов и промышленных комплексов [1 и др.].

1. Формулирование проблемы

Решение данной проблемы затрагивает широкий спектр научно прикладных задач, решения которых изложены в ряде публикаций, посвященных данной проблеме: рассмотрены вопросы разработки и создания информационно-аналитических систем для проведения оперативного контроля и анализа режимов функционирования объектов теплоэнергетики [2], интенсивно разрабатываются автоматизированные системы проектирования объектов энергетики [3, 4] и др.

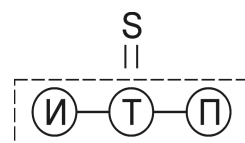
В основу разрабатываемых многочисленных методик и алгоритмов для исследования сложных технических систем различного целевого назначения положена идея их адекватности основным признакам: структурным, функциональным и динамическим. При этом отсутствие формализованных взаимосвязей между этапами развития системы и ее возможными состояниями затрудняет создание математических моделей, обеспечивающих реализа-

цию проектов реконструкции сложных технических систем.

2. Решение проблемы

Задачей исследования является выявление взаимосвязей этапов развития и возможных состояний сложных технических систем.

Сложную техническую систему можно представить в виде трех основных подсистем:



где **И** – подсистема генерации продукта; **Т** – подсистема транспортировки; **П** – подсистема потребления.

Каждую из приведенных подсистем можно характеризовать множеством структурных элементов и множеством параметрических показателей, т.е.:

$$\mathbf{И} = f\{N_i^u\}; \mathbf{Т} = f\{N_i^m\}; \mathbf{П} = f\{N_i^n\};$$

$$\mathbf{И} = f\{Q_i^u\}; \mathbf{Т} = f\{Q_i^m\}; \mathbf{П} = f\{Q_i^n\},$$

где N_i^u , N_i^m , N_i^n – множества структурных элементов соответствующей подсистемы;

Q_i^u , Q_i^m , Q_i^n – множества параметрических показателей соответствующих подсистем;

u , m , n – индексы принадлежности к соответствующим подсистемам.

Эффективность системы можно представить в

виде комплексного функционала:

$$E_s = f(N_i^j, Q_i^j),$$

где $\{N_i^u, N_i^m, N_i^n\} \in N_i^j$;

$$\{Q_i^u, Q_i^m, Q_i^n\} \in Q_i^j.$$

Следует отметить, что на начальном этапе развития системы ее структура определяется требуемыми параметрическими показателями системы:

$$N_i^j = f(Q_i^j).$$

В свою очередь, в общем случае, параметрические показатели системы определяются самой структурой системы:

$$Q_i^j = f(N_i^j).$$

Вполне очевидно, что для каждого из множеств подсистем N_i^j и Q_i^j можно записать следующие условия:

$$N_i^j \equiv \{a_0, a_1, \dots, a_i\}, a_i \in N_i^j;$$

$$Q_i^j \equiv \{b_0, b_1, \dots, b_i\}, b_i \in Q_i^j,$$

где a_i – структурные элементы системы; b_i – параметрические показатели структурных элементов системы.

Известно, что сложные технические системы в энергетике обладают свойством антропогенности. Будем различать этапы развития системы:

– проектный, когда формируются структурные элементы системы ($\{a_0, a_1, \dots, a_i\}$), и соответственно основные параметрические показатели ($\{b_0, b_1, \dots, b_i\}$);

- этап строительства;
- этап функционирования системы;
- этап прекращения функционирования системы.

Известные классификации этапов развития систем [5, 6] дополняют принятую в исследовании, однако, не влияют на решение задач реконструкции сложных технических систем. Поэтому описанную выше классификацию принимаем в качестве базовой.

Рассмотрим наиболее характерные (определяющие) состояния системы:

- система находится в состоянии функционирования, т.е. выполняет свои функциональные (проектные) задачи;
- система находится в состоянии готовности (ожидания), к выполнению функциональных (проектных) задач;
- система находится в состоянии, когда ее функционирование невозможно.

Характеристические состояния системы можно представить следующим образом:

$G_s = \text{var} \setminus \{0\} \wedge R = 1$ – система находится в состоянии функционирования;

$G_s = 0 \wedge R = 1$ – система находится в состоянии ожидания;

$G_s = 0 \wedge R = 0$ – система находится в состоянии, когда ее функционирование невозможно.

Здесь R – индикатор работоспособности элементов системы N_i^j ,

G_s – относительная продуктивность системы.

При условии $G_s = 0 \wedge R = 0$ можно ожидать, что

$$\prod_{i=1}^n b_i R_i = 0,$$

а при условиях $G_s = \text{var} \setminus \{0\} \wedge R = 1$ и $G_s = 0 \wedge R = 1$ соответственно

$$\prod_{i=1}^n b_i R_i \neq 0.$$

Условие $\prod_{i=1}^n b_i R_i = 0$ следует считать уникальной функцией идентификации состояния системы, функционирование которой невозможно при принятых (условиях) ограничениях.

Условие $\prod_{i=1}^n b_i R_i \neq 0$ определяется множеством состояний системы в диапазоне значений $G_s = 0 \dots 1 \setminus \{0\}$. Очевидно, что существует взаимосвязь между этапами развития системы и ее теку-

щим состоянием. Введем обозначения для идентификации текущего состояния системы – n и этапов ее развития – m .

Примем, в соответствии с введенными обозначениями, n_1, n_2, n_3 – текущие состояния системы: «функционирование», «ожидание» и «функционирование невозможно», соответственно, m_1, m_2, m_3, m_4 – этапы развития системы: проектный, строительства, функционирования и прекращения функционирования.

Тогда матрица соответствий будет выглядеть следующим образом (рис. 1).

n_1	$\emptyset$	$\emptyset$	n_1m_3	n_1m_4
n_2	$\emptyset$	n_2m_2	n_2m_3	$\emptyset$
n_3	n_3m_1	n_3m_2	n_3m_3	n_3m_4
	m_1	m_2	m_3	m_4

Рис. 1. Матрица соответствий СТС

Каждый элемент матрицы определяет характеристики системы:

n_3m_1 – структурные элементы системы и система не созданы, система находится в проектном представлении, однако, имеются модельные связи между ее структурно-параметрическими показателями;

n_3m_2 – структурные элементы системы создаются, между элементами системы существуют реальные физические связи, не обеспечивающие работоспособность всей системы, время наработки системы $\tau_p \approx 0$;

n_2m_2 – структурные элементы системы созданы, между элементами системы существуют устойчивые физические связи, определены параметрические показатели системы при времени наработки $\tau_p = 0 \setminus \{0\}$;

n_3m_3 – структурные элементы системы созданы, между элементами системы существуют реальные физические связи, не обеспечивающие работоспособность системы, известны параметрические показатели системы, время наработки $\tau_p = \text{var}$;

n_2m_3 – структурные элементы системы созданы, между элементами системы существуют устойчивые физические связи, система работоспособна и имеет соответствующие параметрические показатели, время наработки $\tau_p = \text{var}$;

n_1m_3 – система создана, функционирует и обладает определенными структурно-параметрическими характеристиками, время наработки $\tau_p = \text{var}$;

n_3m_4 – система создана, ее функционирование невозможно в виду ряда причин (технических, экономических и др.), и она находится в стадии ликвидации, время наработки $\tau_p = \text{var}$;

n_1m_4 – система создана, функционирует и находится в стадии ликвидации, время наработки $\tau_p = \text{var}$.

Заключение

Установленные основные функциональные зависимости между этапами развития и состояниями сложных технических систем, обеспечивают их идентификацию в формализованных моделях.

Литература

1. Дормачев Д.Б. Исследование энергетической эффективности систем централизованного теплоснабжения как единого комплекса: Дис. канд. техн. наук: 05.23.03. – Иркутск: РГБ, 2005. – 170 с.
2. Туркин М.С. Автоматизация проектирования АСУ объектов энергетики // Промышленные АСУ и контроллеры. – 2001. – № 1. – С. 11-14.
3. Хрилев Л.С. Теплофикационные системы. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 272 с.
4. Хрилев Л.С., Смирнов И.А. Оптимизация систем централизованного теплоснабжения и теплофикации. – М.: Энергия, 1978. – 244 с.

Поступила в редакцию 26.04.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. К.В. Кошкин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 539.3.621

В.И. ЕРШОВ¹, З.Г. ЕРШОВА¹, А.В. ГРИГОРЕНКО²¹Тутаевский филиал ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева», Россия²ГОУ ВПО «Рыбинская государственная авиационная технологическая академия имени П.А. Соловьева», Россия

ВЛИЯНИЕ ГИРОСКОПИЧЕСКИХ МОМЕНТОВ НА ЧАСТОТЫ СОБСТВЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА ГТД

Рассмотрены колебания гибкого вала с учетом гироскопических моментов. Приведен численный алгоритм решения поставленных задач.

колебания, ротор, гироскопические моменты

Общая постановка проблемы

Одна из основных проблем динамики газотурбинных двигателей (ГТД) – обеспечение допустимого уровня вибраций, вызываемых вращением роторов. Наличие в двигателе гибких вращающихся роторов требует дополнительно учитывать гироскопические моменты, действующие на вал со стороны каждого диска.

Обзор публикаций и анализ перечисленных проблем. Влияние гироскопических моментов на критические частоты колебаний гибких роторов рассматриваются в работах В.Л. Бидермана, И.А. Биргера, Дж. Ден Гартога, В.И. Вернигора, Ф.М. Диментберга. В работе [1] указывается, что влияние гироскопического эффекта на критические частоты ротора определяется, прежде всего, радиусом инерции ρ и соотношением угловой и линейной податливостей вала. В [2] сказано, что критическую угловую скорость вращения можно приблизительно считать равной собственной частоте поперечных колебаний вала в тех случаях, когда плоскость диска поворачивается при прецессии вала только в том случае, если радиус инерции диска не слишком велик, а именно:

$$\rho/\ell \leq 0,2,$$

где ℓ – длина вала.

В работе [3] представлена технология расчета в ANSYS колебаний валов с учетом гироскопического эффекта на основе созданных специальных программ-макросов. В некоторых публикациях отмечены те или иные характеристики роторов, влияющие на величину гироскопического момента, действующего на вал на стороны диска. Однако однозначных и точных критериев влияния гироскопического момента на критические частоты вращающихся роторов в литературе не отмечено.

Целью исследований являются определение условий, при которых влиянием гироскопических моментов можно пренебрегать.

Решение проблемы

Рассмотрим гибкий вал переменного поперечного сечения, который вращается вокруг оси z с угловой скоростью ω (рис. 1).

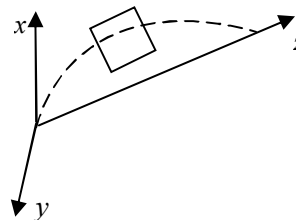


Рис. 1. Вращение гибкого вала переменного поперечного сечения

В качестве уравнений колебаний гибкого ротора используется системы уравнений, записанная в спе-

циальной форме (1):

$$\frac{dQ_x}{dz} - \rho(z)\ddot{x} = 0; \quad \frac{dQ_y}{dz} - \rho(z)\ddot{y} = 0; \quad (1)$$

$$Q_x + \frac{\partial M_x}{\partial z} = M_x^{zu}; \quad Q_y + \frac{\partial M_y}{\partial z} = M_y^{zu},$$

где $M_x^{zu} = J_1 \ddot{\theta}_x + J_0 \omega \ddot{\theta}_y$; $M_y^{zu} = J_1 \ddot{\theta}_y - J_0 \omega \ddot{\theta}_x$,

$$J_1 = \frac{\rho r^2}{4}; \quad J_0 = \frac{\rho r^2}{2}; \quad \theta_y = \frac{\partial y}{\partial z}; \quad \theta_x = \frac{\partial x}{\partial z};$$

$$M_x = EJ \frac{\partial^2 x}{\partial z^2}; \quad M_y = EJ \frac{\partial^2 y}{\partial z^2}; \quad J = \frac{\pi r^4}{4}; \quad \rho = \pi r^2 \gamma,$$

здесь ω – угловая скорость вала;

x, y – проекции смещения центра сечения на оси x и y ;

$\rho(z)$ – погонная плотность кругового сечения;

γ – плотность материала вала;

r – радиус кругового сечения вала;

Q_x, Q_y – перерезывающие силы;

M_x, M_y – изгибающие моменты;

M_x^{zu}, M_y^{zu} – гироскопические моменты;

θ_x, θ_y – углы поворота сечения вала.

Представим переменные в комплексной форме:

$$u = x + iy; \quad Q = Q_x + iQ_y; \quad \theta = \theta_x + i\theta_y, \quad (2)$$

тогда система может быть приведена к виду:

$$Q = \frac{\partial}{\partial z} \left(EJ \frac{\partial u}{\partial z^2} \right) - \frac{\rho r^2}{4} \frac{\partial^3 u}{\partial t^2 \partial z} + \frac{\rho r^2}{2} \omega i \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial z} = 0;$$

$$\frac{dQ}{dz} - \rho(z)\ddot{u} = 0. \quad (3)$$

Решение системы (3) ищем в виде:

$$u = u_0(t) e^{ipt}; \quad Q = Q_0 e^{ipt}. \quad (4)$$

В этом случае система (3) преобразуется к виду относительно действительных величин u_0, Q_0 (в дальнейшем индекс 0 – опущен):

$$\begin{cases} Q + \frac{\partial}{\partial z} \left(EJ \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + \frac{\rho r^2}{4} p^2 \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\rho r^2}{2} \omega p \frac{\partial u}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial Q}{\partial z} + \rho \cdot p^2 u = 0, \end{cases} \quad (5)$$

где p – собственная частота изгибных колебаний вала.

Введя новые переменные:

$$V_1 = u; \quad V_2 = \frac{\partial u}{\partial z}; \quad V_3 = EJ \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}; \quad V_4 = Q,$$

систему (5) приводим к виду:

$$\begin{cases} \frac{dV_1}{dz} = V_2; \quad \frac{dV_2}{dz} = \frac{V_3}{EJ}; \quad \frac{dV_4}{dz} = -\rho p^2 V_1; \\ \frac{dV_3}{dz} = V_4 - \frac{\rho r^2}{4} p(p - 2\omega) V_2. \end{cases} \quad (6)$$

Дополнив систему (6) граничными условиями получаем краевую задачу. Для решения указанной задачи была составлена программа расчета на ЭВМ по методу прогонки.

В качестве примера рассмотрены колебания вала ступенчатого поперечного сечения с двумя дисками при шарнирном закреплении краев.

Расчеты приведены с учетом и без учета гироскопических моментов.

Собственные частоты в данном примере отличаются на 17 %.

Литература

1. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. – М: Высш. шк., 1980. – 480 с.
2. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. – М: Машиностроение, 1981. – 232 с.
3. Вернигор В.Н., Михайлов А.Л. Модальный анализ механических колебаний упругих систем. – Рыбинск: РГАТА, 2001. – 288 с.

Поступила в редакцию 14.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Непомилуев, Рыбинская государственная авиационная технологическая академия им. П.А. Соловьева, Рыбинск.

УДК 523.7 : 620.9 : 539.121.6

Я.А. КУМЧЕНКО, В.И. КОНОВАЛОВ

Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Украина

НЕСТАНДАРТНЫЙ РЕЗОНАТОРНО-РЕЗОНАНСНЫЙ СПОСОБ ПОГЛОЩЕНИЯ ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ЕЕ ПРЯМОМ ПРЕОБРАЗОВАНИИ В ЭЛЕКТРИЧЕСТВО

Показана возможность прямого преобразования ядерной и солнечной энергии в электричество с использованием искусственной периодической структуры "диэлектрическая решетка на металле".

резонаторно-резонансное поглощение, прямое преобразование, люминофор, связанные резонаторы

Введение

Известно [1], что суммарное энергопотребление на Земле приближается к 1% от энергии фотосинтеза или к 0,1% суммарной кинетической энергии атмосферы и гидросферы. В связи с тем, что традиционные природные энергоресурсы быстро истощаются, альтернативы ядерной и солнечной энергетике нет.

Научный коллектив ЧНПП "КАШТУЛ", опираясь на предложенную ним резонаторно-резонансную модель силовых взаимодействий, работает в области прямого и "холодного" преобразования лучистой энергии в наиболее кондиционную — электрическую энергию [2].

В данной работе предлагается использовать резонаторное поглощение электромагнитных волн от ядерного (через люминофор) и солнечного источников.

Постановка задачи. В работе [3] авторы впервые, насколько нам известно, предложили использовать искусственную "диэлектрическую решетку на металле" для **резонансного** поглощения электромагнитных волн. В работе [4] упоминается возможность преобразовывать ядерную энергию в электромагнитную, используя люминофор (что давно используется в технике). Авторы данной работы предлагают объединить результаты работ [3] и [4] и использовать искусственную "диэлектрическую ре-

шетку на металле" с целью 100% поглощения электромагнитной энергии с дальнейшим ее прямым преобразованием в электричество.

Путь решения поставленной задачи

Для преобразования лучистой энергии, прежде всего, нужно, чтобы она поглотилась. А фотоэлектрические генераторы имеют достаточно малую степень поглощения, что и определяет их невысокий КПД (~20%). Авторы работы [3] показали, что изменением параметров диэлектрической решетки на заданном материале можно получить коэффициент отражения от 1 до 0. Последнее значение и соответствует полному поглощению всей падающей электромагнитной энергии. Кроме того, такая решетка может быть нанесена на металл, что существенно удешевит фотоэлектрический генератор по сравнению, например, с кремниевым.

Авторы работы [3] предположили, что происходят отмеченные ими "неожиданные" явления тогда, когда элементы решетки становятся связанными резонаторами при имеющей место частоте излучения. (Следует отметить, что такими же "неожиданными" были и результаты воздействия излучений при конверсии углеводородов, отмеченные другими исследователями, но на резонансную природу их впервые было указано нами в работе [2]).

В работе [4] исследовались атомные батареи с вторичной электронной эмиссией. Полученная мощность батарей соответствует 3 Вт/м^2 , в то время как фотопреобразователь с учетом результатов работы [3] может дать при невысокой температуре до 900 Вт/м^2 от солнечного излучения.

Нам кажется более рациональным использование преобразования энергии ядерной реакции в световую при помощи люминофоров, как упомянуто в [4], а затем световую в электрическую путем резонансного поглощения на диэлектрической решетке. При указанной мощности с квадратного метра вполне допустимо создание блоков с нагрузкой $10 - 20 \text{ кВт/м}^3$, при которой объемы такой атомной станции и обычной будут одинаковыми. А солнечные электростанции тоже смогут стать реальными и экономически выгодными не только в экваториальной зоне, но и в средних широтах.

Выводы

Опираясь на экспериментальные доказательства, имеющиеся в работах [3, 4], можно сделать следующие выводы:

1. Нанесение искусственной диэлектрической решетки на металл позволяет полностью поглотить падающую на него лучистую энергию, чем существенно увеличить КПД ее прямого преобразования в электрическую.

2. Подбором параметров решетки можно сделать ее резонатором для заданной частоты падающего излучения, в том числе, излучения люминофора, преобразующего в световую энергию радиоактивного распада.

3. Сочетая преобразование ядерной энергии в световую и световой в электрическую, можно создать атомные электростанции без тепловых циклов (во всяком случае, как основных) с приемлемым съемом электроэнергии с единицы объема станции.

Для доведения предложения до практического использования необходимо проведение исследований по выяснению вопроса какие же металлы возможно применять в качестве подложек (от этого будет зависеть и экономическая эффективность и степень преобразования лучистой энергии в электрическую), разработать схему пре-вращения поглощенной энергии в электричество.

Но принципиальная возможность и необходимость этого на данном этапе развития энергетики не вызывает сомнений.

Литература

1. Андрушин Е.А., Силин А.П. Физические проблемы солнечной энергетики // УФН. – 1991. – Т. 161, № 8. – С. 129-139.
2. Кумченко Я.А. Нетепловой резонаторно-резонансный способ гетерогенного фотокатализа процесса диссоциации (разрушения) энергоаккумулирующих веществ с целью получения водорода в качестве горючего для экологически безопасных (безуглеродных) как наземных, так и космических энергоустановок // Авиационно-космическая техника и технология: Научн. техн. журн. – № 10. – С. 78-81.
3. Фітьо В.М., Бобицький Я.В. Резонансне поглинання електромагнітних хвиль системою "діелектрична ґратка на металі" // Докл. НАНУ. – 2004. – № 6. – С. 84-91.
4. Ануфриенко В.Б., Ковалев В.П. Преобразование ядерной энергии в электрическую на вторичных электронах // Российский химический журнал. – 2006. – Т. 5. – С. 120-125.

Поступила в редакцию 3.05.2007

Рецензент: д-р хим. наук, проф. К.А. Мельников, Днепропетровский государственный аграрный университет, Днепропетровск.

УДК 531

Р.О. ЗАДОРЖНИЙ, О.В. КОЧЕТКОВА, Т.О. ІВОЛГІНА

*Національний авіаційний університет, Київ, Україна***ЗАСОБИ НАНОПЕРЕМІЩЕНЬ**

Розглянуто наноманіпулятори, які порівняно від аналогів прості, компактні і дешеві. Вони мають високу точність позиціонування досліджуваної деталі при лінійних переміщеннях по трьох координатах і поворотах по трьох осях, при русі в сотні мікрон. Що краще в порівнянні з деякими існуючими наноманіпуляторами ціною в декілька разів вище.

наноманіпулятори, точність позиціонування, нанометрові переміщення, механічні редуктори**Вступ**

Нано- та мікрометрична точність устаткування мікроелектроніки і нанотехнології забезпечується прецизійними засобами нанопереміщень. Сфера використання засобів нанопереміщень в останній час постійно розширюється. Це пов'язано з інтенсивним розвитком нанотехнології, нанобіології, мікроелектроніки і адаптивної оптики.

Широке розповсюдження отримали засоби нанопереміщень з п'єзокерамічних матеріалів. Вони дозволяють одержувати достатньо великі переміщення об'єктів при відносно невеликих управляючих напругах. Не дивлячись на ряд технологічних переваг, п'єзокераміка володіє такими недоліками, як гістерезис, старіння, кріп, нелінійність, що негативно впливають на точність позиціонування. Звичайно це вельми складні механізми, досить великі і важкі, а головне вони дорогі. Нинішні ціни на них коливаються в районі декількох десятків тисяч доларів.

Постановка задачі. Ось чому постає задача створити аналог з більш помірною ціною, щоб невеликі лабораторії, інститутів або компаній змогли б їх використовувати засоби нанопереміщень в своїх дослідженнях та розробках.

Розв'язання задачі

Саме тому професор Массачусетського технологічного інституту [1] Мартін Калпеппер, що працює в лабораторії прецизійних систем [2] сконструював

наноманіпулятори, які порівняно від аналогів прості, компактні і дешеві, а виготовити їх легко без вживання яких-небудь "новітніх" технологій. Один з перших таких маніпуляторів під назвою HexFlex був зібраний ученим майже з підручних матеріалів і обійшовся всього в \$2 тисячі, схема якого представлена на рис. 1. Для масштабу розмір L_s рівний 41 міліметру. В основі маніпулятора пружна монолітна деталь-фігурна пластина вирізана з цілого листа металу.

Маніпулятор показав точність позиціонування досліджуваної деталі по всіх осях менше ніж 5 нм, при русі в сотні мікрон, що краще в порівнянні з багатьма існуючими апаратами ціною в десятки разів вище.

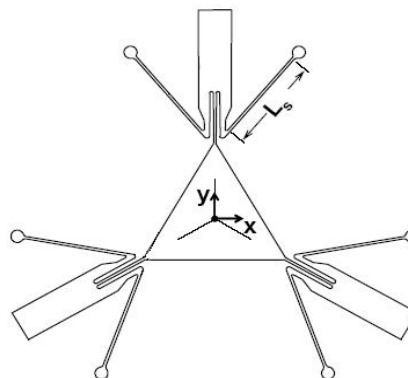


Рис. 1. Схема одного з перших наноманіпуляторів HexFlex

Спрощена схема іншого варіанту центральної деталі наочно показуюча, як натиснення на управляючі елементи (білі стрілки) призводять до зсуву центру в будь-якому бажаному напрямі представле-

на на рис. 2.

Впливаючи електромагнітними приводами на певні її точки отримуємо за рахунок сил пружності і внутрішньої напруги в деталі мале переміщення центру цього вузла, до якого і кріпиться об'єкт, що досліджується, по шести ступенях свободи: лінійні переміщення по трьох координатах і повороти по трьох осях також.

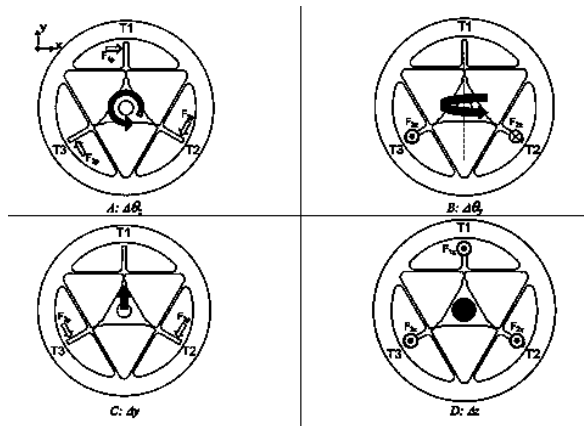


Рис. 2. Спрощена схема керування маніпулятором

Принцип дії оснований на використанні механічних редукторів, в яких редукція переміщень досягається за рахунок різниці коефіцієнтів жорсткості двох послідовно сполучених пружних елементів. В цьому випадку коефіцієнт редукції рівний відношенню коефіцієнтів жорсткості пружних елементів. Таким чином, чим більше відношення жорсткості балок, тим точніше можна контролювати зсув робочого елемента.

Аналогічно, впливаючи на три (або шість) управляючих елементів зміщуючи їх на частки міліметра або навіть мікрони отримуємо нанометрові переміщення центру цієї деталі.

Різносторонній або симетричний рух країв пластини в ту або іншу сторону справляє бажаний вплив на досліджувану деталь.

Проте перш, ніж почати роботу, потрібно точно налаштувати пластину щоб вона була напружена симетрично і однаково реагувала на натиснення з різних сторін. Для цього в систему введено три гвинти, з мікронним кроком. Мікрогвинти не тільки забезпечують правильну реакцію трикутника на

управляючі дії, але і дозволяють підстроїти маніпулятор під різні наукові задачі.

Всі разом ці деталі закріплюються на масивній основі, виточеній з високою точністю.

Створюючи попередню напругу у фігурній деталі, можна комбінувати найвищу точність рухів з малим діапазоном доступних переміщень, або, навпаки, трохи більш грубу реакцію машини із значно великим діапазоном переміщення. Це дає змогу використовувати маніпулятор для різних задач.

На сьогодні досягнута точність позиціонування по трьох осях X, Y, Z складає менше 1 nm, а повороти по трьох осях 1 μ rad.

Також створено, найменший наноманіпулятор (рис. 3) діаметром всього в один міліметр.

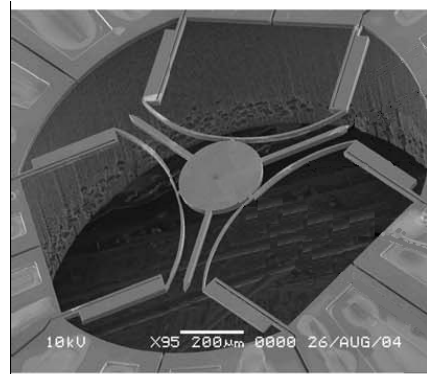


Рис. 3. Найменший наноманіпулятор

Висновки

Таким чином використання нових підходів до конструювання засобів нанопереміщень дає змогу отримати наноманіпулятори, які мають шість степенів свободи руху, при вартості меншій за існуючі аналоги.

Література

1. Сайт МТІ [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <http://web.mit.edu/index.html>.
2. Сайт лабораторії прецизійних систем [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <http://psdam.mit.edu>.

Надійшла до редакції 29.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.П. Квасніков, Національний авіаційний університет, Київ.