

УДК 519.252

Ф.З. УТЯШЕВ

Институт проблем сверхпластичности металлов РАН, Россия

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НАНОСТРУКТУРНЫХ СОСТОЯНИЙ В ЖАРОПРОЧНЫХ СПЛАВАХ ДЛЯ РАСКАТКИ ДИСКОВ ГТД

Показана возможность формирования при раскатке регламентированной структуры в жаропрочных дисках ГТД, обеспечивающей ступице, полотну и ободу механические свойства, адекватные условиям эксплуатации. Приведены результаты обработки диска турбины из сплава ЭП962 в градиентном поле температур. В ступице сохранили микроdupлексную структуру, в полотне сформировали структуру «ожерелье», а в ободе – крупнозернистую структуру. Распределение структур и их механических свойств по отдельным элементам соответствует эпюрам напряжений в быстровращающихся дисках постоянного сечения. Длительные свойства сплава в ступице остаются достаточно высокими даже при нагреве до 650°C, а при меньших температурах долговечность сплава с микроdupлексной структурой в десятки раз превосходит требуемую норму.

структура, микроdupлекс, ожерелье, границы зерен, сверхпластичность, раскатка, свойства

Введение

К нанокристаллическим материалам относят такие, у которых, по меньшей мере, один характерный размер структурной составляющей – зерен или выделений упрочняющей фазы и даже поверхностного покрытия не превышает 100 нм. С неформальных позиций важно, чтобы следствием малого размера структурной составляющей было радикальное улучшение физико-механических свойств материала.

Применяемые в авиадвигателестроении жаропрочные никелевые сплавы по определению и «природе» являются наноструктурированными материалами. Механические свойства этих сплавов существенно зависят не только от размера наноструктурных составляющих, в частности γ' фазы, но и от их морфологии и строения границ. Структурными параметрами и свойствами жаропрочных сплавов можно регламентированно управлять, используя определенные условия обработки. В данной работе на примере дисков ротора газотурбинных двигателей показано, что в качестве такого метода обработки рационально использовать раскатку в условиях сверхпластичности. Этот метод позволяет изготавливать диски с минимальными припусками и со

структурой, обеспечивающей жаропрочным сплавам необходимые эксплуатационные и технологические свойства.

1. Формулировка проблемы

Основная проблема использования жаропрочных никелевых сплавов связана с улучшением их эксплуатационных и технологических свойств. Первые нуждаются в повышении до уровня, отвечающего требованиям двигателя нового поколения, а вторые – в повышении пластичности и снижении сопротивления деформации сплавов, неудовлетворительные значения которых приводят к большой стоимости дисков, а также к снижению их качества.

Одним из путей решения данной проблемы является управление режимами обработки и структурным состоянием указанных сплавов в процессе изготовления из них типовых деталей ГТД [1].

2. Решение проблемы

Обычно задача оптимизации структуры в сплавах решается по отношению к эксплуатационным свойствам. При этом к структуре задаются лишь общие требования – она должна обеспечить гаран-

тированный ресурс работоспособности изделия. Необходимые для этого параметры структуры выявляют экспериментально путем подбора химического, зеренного, фазового строения сплава и проверкой механических свойств на образцах и при испытаниях деталей. В данной работе ставилась задача методологического характера – разработать метод раскатки, обеспечивающий получение в дисках регламентированной структуры в ступице, полотно и обод, механические свойства адекватные эксплуатационным требованиям. Решение такой задачи позволяет выполнить последующую оптимизацию структуры путем указанного определения размеров зерен, выделений, соотношения фаз и других параметров при термообработке.

Для раскатки диска диаметром 550 мм выбрали высоколегированный жаропрочный сплав ЭП962, в котором наметили сформировать три состояния структуры. Первое – с крупнозернистой (КЗ) структурой и с наноразмерными когерентными выделениями упрочняющей γ' фазы. Второе состояние – с ультрамелкозернистой (УМЗ), 2-3 мкм, структурой и соизмеримыми с зернами матрицы выделениями большей части γ' фазы. Такое состояние известно так же как микродуплексная (МД) структура. Первое и второе состояния являются антиподами. При больших температурах, соответствующих стационарным рабочим режимам эксплуатации сплава, КЗ состояние обеспечивает сплаву жаропрочные свойства, а микродуплексное – сверхпластичные свойства, т.е. малое сопротивление деформации и большую степень деформации. При меньших температурах, например, при комнатной температуре оба состояния наделяют сплав высоким сопротивлением деформации, но при этом заметно больше в МД состоянии.

В качестве третьего состояния была выбрана структура «ожерелье», сочетающая крупные деформированные зерна матрицы, окруженные тонкими прослойками мелких зерен матрицы и укрупненными выделениями γ' фазы. Такая структура, как известно, обеспечивает жаропрочным сплавам опти-

мальное сочетание длительных и кратковременных свойств.

В качестве метода формирования диска с намеченными структурами как уже отмечалось, была выбрана раскатка. Этот метод позволяет деформировать заготовку в широком диапазоне температур, степеней и скоростей деформации, обеспечивает автоматическое выдерживание и изменение заданных условий обработки по температуре, степени и скорости деформации. В соответствии с поставленной задачей в обод, нагреваемом при эксплуатации до высоких температур, сформировали КЗ структуру, в менее нагреваемом при эксплуатации полотно получили структуру «ожерелье», а в наименее нагреваемой, но наиболее нагруженной части диска – ступице, мелкозернистую структуру.

2.1. Особенности формирования регламентированной структуры

Из теории и практики обработки жаропрочных сплавов известно, что измельчить зерна матрицы и изменить тип межфазных границ в жаропрочных сплавах можно лишь в результате деформации, а обратный процесс – преобразование МД в КЗ структуру можно осуществить при термообработке.

Поскольку в состоянии поставки деформируемые жаропрочные сплавы, включая сплав ЭП962, крупнозернистые, то предварительной задачей обработки была сформировать исходную МД структуру. По сути, такая задача сводится к увеличению множества большеугловых границ, в том числе межфазных. Вследствие специфики строения матрицы и когерентных выделений γ' фазы увеличение межфазных границ возможно лишь в результате растворения и последующего негомогенного выделения γ' фазы. Особенностью такого выделения является диффузионный перенос γ' образующих элементов к растущим, коагулирующим частицам этой фазы, расположенным на малоподвижных участках границ рекристаллизующихся зерен матрицы. Как и в других металлических материалах, в жаропрочных

сплавах, может происходить рекристаллизация «на месте», т.е. без миграции границ, приводящая к формированию нанозерен в матрице. Так происходит, например, при их кручении под давлением при комнатной температуре. Однако этот процесс деформации нетехнологичен и практически невыполним в отношении крупногабаритных заготовок. Для достаточно крупных заготовок, необходимых для раскатки, был разработан процесс дробной осадки с понижением температуры горячей деформации [2]. В результате такой обработки была получена заготовка диаметром 410 мм с однородной МД структурой.

Процесс раскатки диска осуществляли на стане СРД 800. Используя возможности этого процесса, деформацию выполнили в градиентном поле температур. При этом в ступице поддерживали температуру, обеспечивающую стабильность микродулексной структуре, а в полотне и ободе температуру, обеспечившую заданный рост зерен.

После раскатки и последующей термообработке по режиму неполной закалки получили диск с регламентированной структурой. В ступице диска сформировали мелкие зерна $d_{\text{ср.}} \sim 30$ мкм, в полотне – структуру «ожерелье», а в ободе – крупнозернистую с зигзагообразными границами зерен.

2.2. Механические свойства диска с регламентированной структурой

Подробно механические свойства и результаты испытаний раскатанных дисков из различных никелевых и титановых сплавов приведены в [1]. Здесь лишь отметим, что образцы с КЗ структурой, вырезанные из обода диска, показали достаточно высокие кратковременные и длительные свойства: при комнатной температуре $\sigma_b \approx 1570$ МПа, $\sigma_{0.2} \approx 1200$ МПа, $\delta \approx 20\%$; при 650 °С и нагрузке 1000 МПа время до разрушения свыше 530 часов. Аналогичные свойства образцов со структурой «ожерелье», изго-

товленных из полотна, были: $\sigma_b \approx 1610$ МПа, $\sigma_{0.2} \approx 1300$ МПа, $\delta \approx 22\%$; при 650 °С и нагрузке 1000 МПа время до разрушения свыше 450 часов. Образцы с мелкозернистой структурой, вырезанные из ступицы, продемонстрировали свойства: $\sigma_b \approx 1600$ МПа, $\sigma_{0.2} \approx 1190$ МПа, $\delta \approx 24\%$. Такое распределение свойств соответствует эпюрам напряжений в быстровращающихся дисках постоянного сечения. Следует также заметить, что длительные свойства сплава в ступичной части диска остаются достаточно высокими даже для случая её нагрева до несвойственных для эксплуатации высоких температур ~ 650 °С, а при меньших температурах, например, при 500 °С долговечность сплава с микродулексной структурой в десятки раз превосходит требуемую норму.

Заключение

Наряду с возможностью изготавливать диски ГТД с однородной структурой и свойствами раскатка позволяет также получать в них регламентировано-изменяющуюся структуру.

В сочетании с рациональной термообработкой такой процесс представляется перспективным для изготовления дисков с высокими механическими свойствами.

Литература

1. Kaibyshev O.A., Utyashev F.Z. Superplasticity: Microstructural Refinement and Superplastic Roll Forming, ISTC Science and Technology series, Volume 3. Futurepast, Arlington, Virginia, USA, 2005. – P. 386.
2. Патент № 2119842. Россия. Утяшев Ф.З., Кайбышев О.А., Валитов В.А.

Поступила в редакцию 28.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук А.В. Корзников, Институт проблем сверхпластичности металлов РАН, Россия.

УДК 620.192.34

Р.Р. ГАРЕЕВ, Н.М. ЦИРЕЛЬМАН*Уфимский государственный авиационный технический университет***КОНТРОЛЬ ПРОЧНОСТИ СЦЕПЛЕНИЯ ПЛАЗМЕННОГО ПОКРЫТИЯ
С ПОДЛОЖКОЙ НЕРАЗРУШАЮЩИМ ТЕПЛОВЫМ МЕТОДОМ**

Исследована возможность косвенной идентификации прочности сцепления покрытия с подложкой по изменению температуры покрываемой поверхности. Учитывая сложность размещения термодатчиков в этой зоне без искажения реальных температурных полей, зависимость температуры покрываемой поверхности от времени устанавливалась из решения нелинейной обратной задачи нестационарной теплопроводности, с использованием данных тепловой обстановки на тыльной (непокрываемой) поверхности подложки. Верификация метода и экспериментальные исследования выявили приемлемость такой идентификации.

адгезия плазменного покрытия, тепловой неразрушающий контроль, обратная задача нестационарной теплопроводности

Введение

План развития топливно-энергетического комплекса (ТЭК) в рамках энергетической стратегией РФ включает в себя восстановление изношенных энергетических объектов. Особенно остро стоит задача восстановления изношенных в процессе эксплуатации дорогостоящих деталей турбинных энергетических установок. Детали, работающие в узлах и установках ГРЭС, при длительной эксплуатации подвергаются кавитационной эрозии в потоке рабочего газа, усугубляющейся коррозионным воздействием, что приводит к их скорому износу. Восстановления и защиту таких изделий можно решить, в частности, напылением покрытий,

Одним из наиболее важных параметров качества покрытия является прочность его сцепления с подложкой. Большое количество факторов, влияющих на адгезию напыляемого материала с подложкой, требует подбора соответствующих технологических режимов.

Температура покрываемой поверхности подложки зависит от термической проводимости границы системы тел «покрытие – подложка» и в определенной степени характеризует прочность сцепления

покрытия с подложкой и отсутствием или наличием газовых прослоек [1]. Это позволяет использовать изменение температуры покрываемой поверхности подложки в качестве критерия прочности сцепления покрытия. Таким способом, на наш взгляд, можно реализовать эффективный тепловой метод неразрушающего контроля качества сцепления покрытия с подложкой.

Учитывая сложность размещения термодатчиков в зоне контакта без искажения реальных температурных полей, зависимость температуры от времени в этом месте устанавливалась из решения нелинейной обратной задачи нестационарной теплопроводности (ОЗТ) при использовании в качестве исходных данных математического описания тепловой обстановки на тыльной (непокрываемой) поверхности подложки.

Метод был верифицирован решением серии прямых задач нестационарной теплопроводности (ПЗТ) с последующим использованием их результатов при решении обратных задач нестационарной теплопроводности для напыленной конструкции при зависящих от температуры теплопроводности и объемной теплоемкости материала подложки и покрытия. На экспериментальной установке проведены многочис-

ленные опыты, в результате которых была определена временная зависимость температуры поверхности подложки в зоне контакта $t_K(\tau)$ для различных технологических режимов. Прочность сцепления покрытия подложки устанавливалась на разрывных машинах. В работе доказана прямая корреляция этого важнейшего фактора с температурой $t_K(\tau)$.

1. Тестирование метода решением прямой задачи нестационарной теплопроводности

Распределение температуры образца в начальный момент времени принималось равномерным, а теплофизические характеристики полагались линейно зависящими от температуры, как у подавляющего большинства материалов, используемых в авиационном двигателестроении:

$$\rho c(T) = a + bT, \quad \lambda(T) = L + dT. \quad (1)$$

В этих предположениях прямая задача решалась с использованием известных численных методов расчета [3].

Тепловая обстановка со стороны покрытия (со стороны подвода теплоты) соответствовала граничным условиям второго рода (ГУ-II), когда известна плотность теплового потока, проходящего через наружную поверхность покрытия.

Предполагалось, что тепловой поток в образце одномерный, а тыльная сторона подложки, на которой производится измерение, теплоизолирована. Температурные поля определялись по методу сеток с использованием неявной схемы, которой соответствует конечно-разностный аналог уравнения Фурье:

$$\rho_k c_k (T_i^{(n)}) \frac{T_i^{(n+1)} - T_i^{(n)}}{\Delta \tau} = \lambda_k (T_{i-1/2}^{(n)}) \frac{T_{i-1}^{(n+1)} - T_i^{(n+1)}}{\Delta x^2} - \lambda_k (T_{i+1/2}^{(n)}) \frac{T_i^{(n+1)} - T_{i+1}^{(n+1)}}{\Delta x^2}, \quad (2)$$

где i – порядковый номер пространственного шага; n – номер временного слоя; подстрочный индекс k – род среды (покрытие, контактное сопротивление в виде воздушного зазора, подложка).

Конечно-разностная аппроксимация учитывала особенности распределения температуры на стыке различных сред.

Шаг по пространству Δx для каждого слоя выбирался в зависимости от его толщины, а шаг по времени $\Delta \tau$ принимался равным 0,001 с. Система уравнений (2) решалась известным методом прогонки.

Результаты расчетов прямой задачи приведены на рис. 1, из рассмотрения которого видно, что разница в значениях температуры подложки при наличии и отсутствии воздушного зазора существенна: наличие газовых включений в зазоре между покрытием и подложкой при нагреве детали или образца со стороны покрытия приводят к снижению температуры покрываемой поверхности подложки. Это даёт возможность использования относительных значений поверхностной температуры подложки для количественной оценки прочности сцепления покрытия.

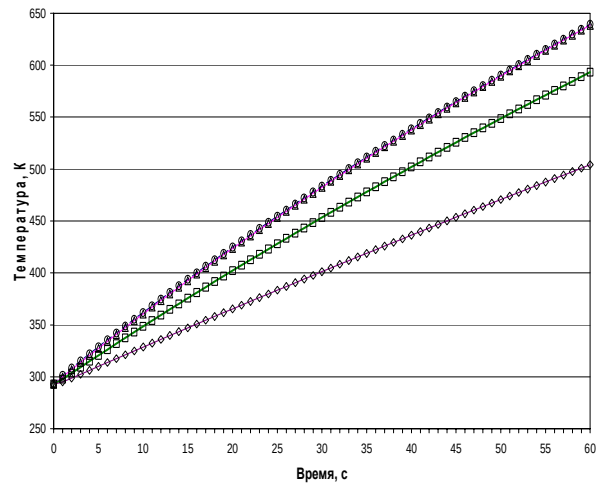


Рис. 1. Изменение температуры покрываемой поверхности во времени в образцах:

- ◊ — без воздушного зазора (с хорошей адгезией);
- △ — с толщиной воздушной прослойки 0,001 мм;
- □ — с толщиной газовой прослойки 0,5 мм;
- ◊ — с толщиной газовой прослойки 1 мм

Именно поэтому приемлема косвенная идентификация прочности сцепления покрытия с подложкой на основе решения обратной задачи теплопроводности.

2. Тестировании метода решением обратной задачи нестационарной теплопроводности

При этом выявлялась точность и чувствительность решения ОЗТ к входным данным, в качестве которых служили решения ПЗТ и результаты экспериментов. В работе использовались развитые в [2] аналитические методы решения ОЗТ, преимущество которых является, в частности, то, что они не требуют знания теплового состояния конструкции в начальный момент времени.

Постановка нелинейной граничной обратной задачи для неограниченной пластины содержит уравнение процесса нестационарной теплопроводности:

$$(a + bT) \frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{\partial}{\partial x} \left[(l + dT) \frac{\partial T}{\partial x} \right], \quad (3)$$

$$x > 0, \quad \tau > 0,$$

при известных в точке с координатой $x = 0$ изменениях температуры во времени

$$T(0, \tau) = f(\tau), \quad \tau > 0 \quad (4)$$

и ее градиента в том же месте

$$\left. \frac{\partial T(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x=0} = \varphi(\tau), \quad \tau > 0. \quad (5)$$

Замена

$$T(x, \tau) = u(x, \tau) + x\varphi(\tau) + f(\tau) \quad (6)$$

приводит к ОЗТ с однородными начальными условиями:

$$\begin{aligned} [a + b(u + x\varphi + f)](u_\tau + x\varphi' + f') = \\ = [l + d(u + x\varphi + f)]u_{xx} + d(u_x + \varphi)^2; \end{aligned} \quad (7)$$

$$u(0, \tau) = 0, \quad \tau > 0; \quad (8)$$

$$u_x(0, \tau) = 0, \quad \tau > 0, \quad (9)$$

решение которой ищем в виде ряда

$$u(x, \tau) = \sum_{n=2}^{\infty} C_n(\tau) x^n, \quad (10)$$

обеспечивающего удовлетворение условий (8), (9).

Подставив форму решения (10) в (7) и приравняв в левой и правой части коэффициенты при одинаковых степенях x , получим соотношения для нахождения функций $C_n(\tau)$:

В нашем случае тыльная (непокрываемая) поверхность подложки с координатой $x = 0$, как было уже сказано выше, полагается теплоизолированной и поэтому градиент температуры равен нулю в месте измерения $\varphi(\tau) = 0$.

Для аппроксимации зависимости температуры тыльной стороны подложки от времени $f(\tau)$ были использованы следующие функции:

– экспоненциальный ряд вида

$$f(\tau) = \sum_{k=0}^n a_k \exp(\alpha_k^2 \tau), \quad (11)$$

– полиномиальный ряд вида

$$f(\tau) = \sum_{k=0}^n a_k \tau^k, \quad (12)$$

где τ – время, отсчитанное от начала теплового процесса.

При проведении расчетов установлено, что увеличение количества членов ряда аппроксимирующей функции более двух даёт уточнение результата в сотых долях градуса. Также замечено, что чем быстрее происходят изменения измеряемой температуры во времени, тем меньшие отрезки времени должны выбираться для аппроксимации функцией $f(\tau)$.

При малом и плавном изменении температуры тыльной стороны подложки лучший результат даёт использование аппроксимации функции полиномиальными рядами. Кроме того, в этих условиях следует выбирать для аппроксимации температуры на этой стороне большие отрезки времени.

Результаты решения ПЗТ и ОЗТ сопоставлены графически на рис. 2, на котором приведены зависимости температуры покрываемой поверхности подложки от времени.

Таким образом, установлено, что температура поверхности подложки на границе с покрытием может быть с высокой точностью найдена из аналитического решения ОЗТ с использованием измерений температуры на её тыльной поверхности.

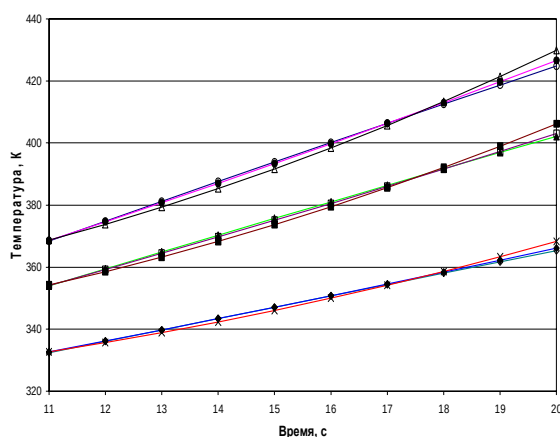


Рис. 2. Временная зависимость температуры покрываемой поверхности в образцах:

- ПЗТ без воздушной прослойки (хорошая адгезия);
- ОЗТ с использованием экспоненциальных рядов (хорошая адгезия);
- △— ОЗТ с использованием полиномиальных рядов (хорошая адгезия);
- ▲— ПЗТ при толщине воздушной прослойки 0,5 мм;
- ОЗТ с использованием экспоненциальных рядов (прослойка 0,5 мм);
- ОЗТ с использованием полиномиальных рядов (прослойка 0,5 мм);
- ◇— ПЗТ при толщине воздушной прослойки 1 мм;
- ◆— ОЗТ с использованием экспоненциальных рядов (прослойка 1 мм);
- ×— ОЗТ с использованием полиномиальных рядов (прослойка 1 мм).

3. Экспериментальная проверка метода

Для этого были изготовлены два типа образцов подложки из Ст3 (ГОСТ 380-91):

- образцы для теплового анализа;
- образцы-свидетели для механических испытаний на адгезионную прочность.

Все образцы были промаркированы и разделены на три группы по четыре представителя в каждой из них. Они напылялись на установке с плазматроном ПУН-1М на производственно-экспериментальной базе Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана.

При напылении использовались технологические режимы, когда ток дуги плазматрона был равен $I = 100$ А при напряжении дуги $U = 200$ В. В качестве

плазмообразующего газа использовались воздух, пропан, а транспортирующим газом был воздух. Давление плазмообразующего газа составляло $p = 800$ кПа, а расход транспортирующего газа составлял $G_{тр} = 2,46$ л/с. Напыляемый материал ПВ-Х18Н9Т представлял собой коррозионно-стойкий порошок на основе железа с добавлением 18% хрома, 9,5% никеля и 0,8% кремния.

Согласно имеющимся технологическим инструкций, перед напылением на всех образцах была произведена подготовка поверхности обдувкой абразивом (песком) при давлении в 800 кПа. Напыляемый порошок был просушен и просеян.

Таблица 1
Ведомость испытаний на прочность сцепления (на адгезионную прочность)

№ группы	Усилие разрыва (средний показатель по группе), кг.	Диаметр площадки разрыва, мм.	Прочность сцепления, МПа.	Тип разрушения
1	11,3	3,0	16,0	Адгезионное
2	8,35		11,8	
3	10,7		15,1	

Напыление одной группы образцов для теплового анализа и образцов-свидетелей для механических испытаний на адгезионную прочность производилось в два прохода одновременно при их одинаковом удалении от сопла плазматрона. При этом толщина напылённого слоя ориентировочно получалась равной 1 мм. Первая и вторая группы образцов напылялись на расстоянии 150 мм и 130 мм от среза сопла плазматрона соответственно. Вследствие этого наблюдался значительный перегрев покрытия и образцов второй группы, что приводило к возникновению значительных остаточных напряжений при их остывании и к худшему сцеплению покрытия с подложкой. Третья группа образцов напылялась на удалении в 170 мм от сопла плазматрона, что приводило к переохлаждению частиц напыляемого материала в процессе подлёта к подложке и, как след-

ствие, к ухудшению адгезии.

После напыления образцы для механических испытаний на адгезионную прочность испытывались в лаборатории ФГУП «ММПП «САЛЮТ» (г. Москва) по методике, принятой в авиационной промышленности.

Температура тыльной (непокрываемой) поверхности образцов для теплового анализа была измерена на установке, схема которой приведена на рис. 3.

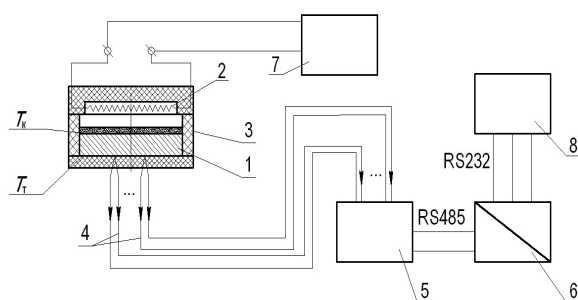


Рис. 3. Схема установки для измерения температуры на тыльной поверхности подложки образцов для теплового анализа

Она включала в себя опытные образцы 1, хромель-копелевый термоэлектронагреватель 2, теплоизолирующий бокс 3, тарированные термопары ТПК-011.05/3 (с диапазоном $-50\text{ }^{\circ}\text{C} \dots +400\text{ }^{\circ}\text{C}$) хромель – копелевые (толщина проводников 0,5 мм) 4, модуль I-7018P аналогового ввода с термопар фирмы ICP DAS серии I-7000 (основная погрешность: $+0,1\%$, 10 выборок в секунду) 5, I-7520 – преобразователь интерфейса RS-232 в RS-485 серии 7000 (фирмы ICP DAS) 6, трансформатор с регулируемым выходным напряжением 7, персональный компьютер для скоростного ввода данных измерений термопар 8.

На рис. 4 приведен результат решения ОЗТ, основанный на измерениях температуры на тыльной стороне подложки по средним температурам для различных групп образцов.

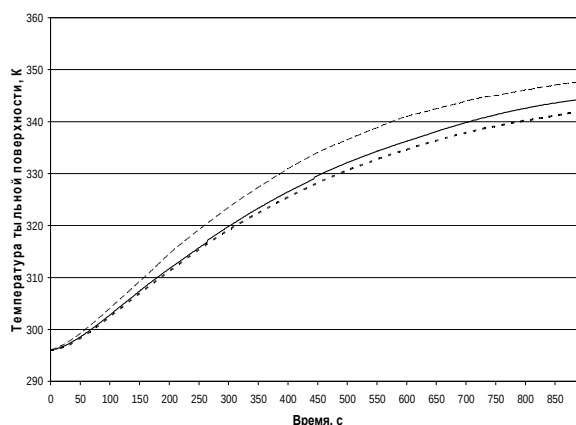


Рис. 4. Временная зависимость температуры покрываемой поверхности подложки:
 - - - первая группа образцов;
 вторая группа образцов;
 — третья группа образцов

Сравнительный анализ решений ПЗТ и ОЗТ выявил приемлемость идентификации прочности сцепления покрытия с подложкой на основе решения обратной задачи нестационарной теплопроводности. Экспериментальные исследования на прочность подтверждают этот факт.

Литература

1. Неразрушающий контроль и диагностика: Справочник / В.В. Клюев, Ф.Р. Соснин, А.В. Ковалев и др.; Под ред. В.В. Клюева. 2-е изд, перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 2003. – 656 с.
2. Цирельман Н.М. Прямые и обратные задачи тепломассопереноса. – М.: Энергоатомиздат, 2005. – 392 с.
3. Шуп Т. Прикладные численные методы в физике и технике: Пер. с англ. – М.: Высш. шк., 1990. – 239 с.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук Ф.Г. Бакиров, Уфимский государственный авиационный технический университет, Уфа, Россия.

УДК 669.018.28

Н.Е. КАЛИНИНА¹, О.А. КАВАЦ¹, В.Т. КАЛИНИН²¹Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск, Украина²Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск, Украина

МОДИФИЦИРУЮЩАЯ ОБРАБОТКА ЛИТЕЙНЫХ СИЛУМИНОВ ДИСПЕРСНЫМИ КОМПОЗИЦИЯМИ

Приведено влияние дисперсного модификатора карбида кремния на свойства литейных алюминиевых сплавов. Показан химический состав важнейших литейных алюминиевых сплавов. Разработана технология введения частиц SiC в расплавы силуминов. Рассчитано оптимальное соотношение составляющих модификатора. Приведены механизмы взаимодействия расплавов с составляющими таблетки. Достигнуто повышение прочности, пластичности и коррозионной стойкости модифицированных сплавов. Даны рекомендации применения различных скоростей перемешивания расплава в заводских условиях. Определена зависимость величины зерна алюминиевого сплава АЛ4 от количества частиц модификатора SiC.

алюминиевый сплав, дисперсный модификатор, частица SiC, микроструктура, механические свойства, коррозионная стойкость

Введение

В отечественном машиностроении литейные алюминиевые сплавы АЛ4, АЛ4С, АЛ25 системы алюминий-кремний, называемые силуминами, применяют для литья деталей сложной конфигурации, несущих большие нагрузки и работающих при повышенных температурах. Химические составы сплавов АЛ4 и АЛ4С приведены в табл. 1.

Таблица 1
Химический состав исследуемых силуминов

Сплав	Содержание элементов, % мас.					
	Al	Si	Mg	Mn	Sb	Fe
АЛ4	О	9,2	0,3	0,3	–	1,0
АЛ4С	С Н	9,2	0,3	0,3	0,18	0,9

Для значительного повышения качества отливок, измельчения зерна и достижения однородной структуры в процессе плавки проводят операции рафинирования и модифицирования. Модификаторы литейных алюминиевых сплавов разделяют на две группы. К первой группе относятся вещества, которые создают в расплаве высокодисперсную взвесь в виде интерметаллидов, являющихся подложкой для образующихся кристаллов. Ко второй группе модификаторов относятся поверхностно-активные веще-

ства, действие которых сводится к адсорбции частиц на гранях растущих кристаллов и тем самым торможению их роста [1].

1. Формулирование проблемы

Качество литейных алюминиевых сплавов при модифицировании их дисперсными тугоплавкими частицами зависит, в основном, от природы дисперсной фазы и качества перемешивания алюминиевого расплава при введении частиц. В работах [2, 3] изучали влияние тугоплавких частиц TiC, TiN, Al₂O₃ на качество и свойства различных марок силуминов. Наиболее важной проблемой, с которой сталкивались авторы указанных работ, были способ введения и равномерного распределения дисперсных частиц в алюминиевых расплавах.

2. Решение проблемы. Теоретическое обоснование

В работе предложены дисперсные частицы карбида кремния в качестве эффективного модификатора литейных силуминов. Днепропетровским национальным университетом также предложен способ введения частиц карбида кремния в алюминиевый расплав в процессе плавки в виде таблеток и

способ их изготовления [4]. Таблетка для модифицирования (рис. 1) состоит из порошка карбида кремния размерами до 0,1 мкм и порошка алюминия марки ПАД фракцией 50 – 150 мкм.



Рис. 1. Прессованные таблетки для модифицирования

Оборудованием для их изготовления являлся пресс-автомат ударного действия давлением до 16 тонн. Различные геометрические параметры таблетки для модифицирования, в зависимости от требуемых размеров и массы таблетки, обеспечивают сменные матрица и пуансон пресса. Оптимальный состав таблетки при соотношении SiC:Al=1:3 обеспечивает предел прочности на сжатие 5 МПа, позволяет облегчить расчёты необходимого количества модификатора в процессе плавки алюминиевых сплавов, а также обеспечивает лёгкость введения в расплав, так как не требует дополнительной технологической литейной оснастки.

Равномерное распределение дисперсной фазы SiC в расплаве силуминов обеспечивается перемешиванием. Перемешивание алюминиевых расплавов в процессе плавки проводили вручную при помощи приспособления, представляющим собой стальной лист размерами 40 x 5 x 1000 мм. Необходимое число оборотов мешалки, при котором достигается равномерное распределение дисперсной фазы SiC во всём объёме расплава в тигле, определили по критериальной зависимости согласно работе [5] с учётом геометрических параметров мешалки, тигля, физических параметров дисперсионной среды и дисперсной фазы. Необходимое число оборотов мешалки,

равное 320, хорошо согласуется с экспериментальными данными. На кривой зависимости величины зерна от числа оборотов отмечено экстремальное значение, соответствующее оптимальному режиму перемешивания. Перемешивание расплава с числом оборотов от 300 до 450 незначительно влияет на величину зерна, а дальнейшее увеличение числа оборотов приводит к росту зерна алюминиевого сплава АЛ4. Введением таблетки значительно облегчен процесс введения порошкового модификатора в расплав. Порошок алюминия, входящий в состав таблетки, расплавляется в процессе плавки алюминиевого сплава, а дисперсные частицы карбида кремния SiC равномерно распределяются в объёме расплава последующим механическим перемешиванием.

Средний размер зерна определяли количественным металлографическим анализом согласно статистическому методу Джеффриса по числу зёрен, приходящихся на единицу площади шлифа. Размер зерна алюминиевого сплава АЛ4 при модифицировании уменьшается в 2,5 – 3,0 раза. При средней скорости перемешивания расплава 40 об/мин время перемешивания составило 8 мин. Применение более высокой скорости перемешивания приведёт к разбрызгиванию жидкого металла. С увеличением времени перемешивания степень усвоения дисперсных частиц ухудшается по экспоненциальной зависимости [5]. Это объясняется тем, что первоначально усвоенные расплавом частицы SiC в дальнейшем частично выводятся из расплава. Явление такого выведения частиц можно объяснить действием центробежных сил, оттесняющих дисперсные частицы модификатора к стенкам тигля, а затем выводящих их на поверхность расплава [6]. Поэтому в производственных условиях следует не проводить перемешивание непрерывно, а периодически возобновлять его перед заливкой металла в форму. Целесообразно также использовать реверсное перемешивание – по 2 – 3 минуты вращения в противоположных направлениях.

Установленный эффект резкого измельчения зе-

рна в данной работе объясняется следующим образом. При принудительном способе движения расплава, а именно, перемешивании, на границе алюминиевого расплава и твёрдых частиц карбида кремния вследствие различия в скоростях колебаний твёрдой и жидкой фаз возникают силы вязкого трения. Силы вязкого трения уменьшают поверхностное натяжение на границе между твёрдой и жидкой фазами. Исходя из того, что в поле упругих колебаний интенсифицируются флуктуационные процессы, определяющие вероятность перехода металла из жидкой фазы в твёрдое состояние, предполагается, что упругие колебания изменяют энергию активации зародышеобразующих частиц SiC. В результате изменения поверхностного натяжения и энергии активации уменьшается работа образования зародыша и увеличивается вероятность зарождения твёрдой фазы, что в свою очередь, увеличивает скорость кристаллизации. Перемешивание жидких модифицированных алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ4С в течение 8 – 12 минут оказывает сильное каталитическое действие на систему «расплав – модификатор SiC», положительно воздействует на капиллярный микрорельеф поверхности дисперсных частиц карбида кремния, превращая их в активные центры кристаллизации. Предложенные представления о механизме измельчения зерна алюминиевых сплавов находятся в соответствии с классическими работами И.И. Теумина и Г.И. Эскина [7].

На основании геометрических и физических параметров дисперсных частиц карбида кремния определили количество дополнительных центров кристаллизации, искусственно введенных в промышленный тигель для плавки алюминиевых сплавов ёмкостью 120 кг. Расчёты проведены для сплавов АЛ4 и АЛ4С, исходя из условия, что частицы SiC имеют правильную сферическую форму диаметром 0,1 мкм. Необходимое количество модификатора карбида кремния в сплавах АЛ4 и АЛ4С, обеспечивающее высокие физико-механические и технологические свойства, составляет 0,1% мас.

В случае плавки в тигле 120 кг алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ4С необходимо ввести 0,12 кг дисперсных частиц SiC, при этом масса каждой частицы составляет $1,66 \cdot 10^{-18}$ кг. Следовательно, значительное повышение прочностных характеристик сплавов отмечается, когда в промышленных условиях в тигле печи находится $6 \cdot 10^{16}$ частиц SiC. Тогда можно определить, что каждый килограмм отлитых из модифицированных алюминиевых сплавов АЛ4 и АЛ4С деталей будет содержать $5 \cdot 10^{14}$ частиц-модификаторов карбида кремния.

Модифицирование карбидом кремния в количестве 0,1% мас. ($5 \cdot 10^{14}$ частиц SiC в 1 кг отливки) литейного алюминиевого сплава АЛ4 приводит к уменьшению размера зерна в 2,5 – 3,0 раза и равномерности величины зерна по высоте отливки. Дальнейшее увеличение количества модификатора и перемешивание модифицированного расплава АЛ4 практически не влияет на уменьшение размера зерна (рис. 2).

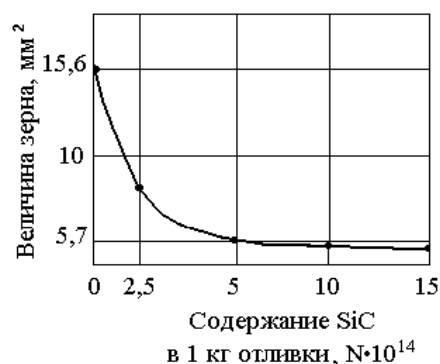


Рис. 2. Зависимость величины зерна модифицированного сплава АЛ4 от содержания модификатора SiC

Микроструктура алюминиевого сплава АЛ4 до модифицирования состоит из дендритов α -твёрдого раствора, эвтектики $\alpha + Si$, железосодержащих фаз и соединений Mg_2Si . Расстояние между дендритными осями второго порядка составляет 15 – 20 мкм. Межосные участки между дендритами заполнены эвтектикой $\alpha + Si$, в которой кристаллы кремния имеют форму стержней длиной до 30 мкм. Микроструктура сплава АЛ4С до модифицирования состоит из α -

твёрдого раствора, эвтектики α +Si, железосодержащих фаз, интерметаллидов AlSb и Mg_3Sb_2 . Исследование микроструктуры сплава АЛ4, модифицированного карбидом кремния, показало измельчение α -твёрдого раствора. Расстояние между осями второго порядка после модифицирования уменьшилось в 1,5 – 2 раза и составило 10 мкм. Измельчение эвтектики и железосодержащих фаз не обнаружено, что позволяет отнести карбид кремния к модификаторам 1-го рода для литейных силуминов.

Проведенные эксперименты и комплексные исследования сплавов, включающие изучение физико-механических свойств, технологических свойств, коррозионной стойкости, а также внутреннего строения отливок, показали, что введение тонкодисперсных порошков карбида кремния в сплавы АЛ4 и АЛ4С способствует:

- повышению предела прочности на 8% при одновременном повышении относительного удлинения сплавов на 25%, а также твёрдости и вязкости;
- повышению плотности отливок на 2,4%;
- высокой коррозионной стойкости сплавов АЛ4 и АЛ4С при испытаниях на общую коррозию и межкристаллитную коррозию;
- измельчению макро- и микроструктуры алюминиевых сплавов;
- высокой стойкости к образованию горячих трещин;
- низкому газосодержанию, соответствующему 1 баллу пористости.

Заключение

Работы, проведенные в промышленных условиях, показали возможность изготовления порошкового модификатора SiC в виде таблеток. Оптимальный состав таблетки при соотношении SiC:Al=1:3 обеспечивает максимальный предел прочности на сжатие 5 МПа. Определены оптимальные параметры равномерного распределения дисперсных частиц SiC в расплавах силуминов. Применение дисперсного модификатора карбида кремния облегчает техно-

логический процесс литья, является экологически безопасным, приводит к повышению физико-механических и технологических свойств, коррозионной стойкости, а также измельчению структуры отливок из литейных силуминов.

Литература

1. Калинина Н.Е., Кавац О.А. Получение высокопрочных алюминиевых сплавов модифицированием ультрадисперсными композициями // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2005. – № 8 (24). – С. 18-20.
2. Чернега Д.Ф., Могилатенко В.Г. Влияние дисперсных тугоплавких частиц в расплаве на кристаллизацию алюминия и силумина // *Литейное производство*. – 2002. – № 12. – С. 6-8.
3. Young-Dong K. The effect of grain refining and oxide inclusion on the fluidity of Al-4,5Cu-0,6Mn and A356 alloys / K. Young-Dong, L. Zin-Hyoung // *Mater. Sci. and Eng.* – 2003. – № 1-2. – P. 372-376.
4. Пат. 28570 Україна, МПК⁶ C 22 C 1/00. Склад для модифікування алюмінієвих сплавів / О.А. Кавац, Н.Є. Калініна, Д.А. Кавац, О.К. Федючук; заявник і власник ДП «Вироб. об'єдн. Півд. машинобуд. з-д ім. О.М.Макарова». – №u200709846; заявл. 03.09.07; опубл. 10.12.07, Бюл. №20 (І кн.).
5. Панфилов А.В. Литые композиционные материалы, армированные тугоплавкими дисперсными частицами // *Литейное производство*. – 1983. – № 6. – С. 15-18.
6. Михаленков К.В., Чернега Д.Ф., Могилатенко В.Г. К вопросу об усваиваемости тугоплавких соединений жидкими алюминиевыми сплавами // *Процессы литья*. – 1996. – № 1. – С. 3-10.
7. Эскин Г.И. Обработка и контроль качества цветных металлов ультразвуком. – М.: Металлургия, 1992. – 128 с.

Поступила в редакцию 14.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.А. Джур, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 629.5.03-08:621.431.36

В.М. ГОРБОВ, В.С. МИТЕНКОВА*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина*

ОСОБЕННОСТИ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК НА ПРИРОДНОМ ГАЗЕ

Рассмотрены преимущества и недостатки, особенности приема на борт, хранения и подготовки сжиженного природного газа перед подачей в двигатель, приведена структурная схема топливной системы судовой энергетической установки. Проанализированы возможные варианты комплектации топливных систем и краткие характеристики основного оборудования: приемные криогенные трубопроводы, цистерны хранения сжиженного природного газа на судне, теплообменные аппараты для испарения и подогрева топлива и прочие элементы, которые могут включаться в схему. Представлены общие подходы к разработке математической модели топливных систем судовых энергетических установок при использовании сжиженного природного газа.

судовые энергетические установки, сжиженный природный газ, топливная система, криогенные цистерны, испарители-газификаторы, структурная схема, математическая модель

Введение

Тенденция замещения нефти природным газом в структуре мирового энергопотребления не обошла стороной и сектор судовой энергетики. Это обуславливается рядом причин: неуклонное повышение мировых цен на нефть, значительные прогнозируемые запасы природного газа, ужесточение экологических требований к судовым энергетическим установкам (СЭУ). Использование природного газа (ПГ) в СЭУ позволит судовладельцам снизить зависимость от традиционно применяемых нефтяных топлив.

Анализ публикаций свидетельствует об актуальности вопроса внедрения природного газа на судах. Это связано со значительным ужесточением требований относительно выбросов СЭУ. Правила конвенции MARPOL, Евросоюза, а также локальные государственные акты значительно ограничивают эмиссию оксидов азота и серы. Сегодня ПГ в качестве топлива используют на газовозах, паромов, судах обслуживания и судах хранения и выгрузки для обслуживания газодобывающих платформ, пассажирских судах [1, 2]. MAN DIESEL, Wartsila и другие двигателестроительные компании выпустили на рынок модели газодизельных двигателей в мор-

ском исполнении [3]. Имеющиеся публикации относительно судовой энергетики преимущественно посвящены организации рабочих процессов двигателей либо вопросам использования испарившегося в течение рейса ПГ на газовозах [4, 5].

Целью исследований является анализ особенностей использования природного газа в качестве топлива на судах, разработка структурной схемы, возможных вариантов комплектации топливных систем СЭУ и общих подходов к разработке математической модели топливной системы сжиженного природного газа (СПГ).

1. Общие положения

ПГ можно использовать в сжатом (компримированном) и сжиженном состоянии. На судах преимущественно используют СПГ, что связано с требованиями к пожаробезопасности и с ограничением объема и массы топливных емкостей. Есть опыт эксплуатации судов и на компримированном природном газе (КПГ) под давлением 20 – 25 МПа. Для КПГ на судне при той же суммарной энергоэффективности требуется в 5 раз больше объема, чем для дизельного топлива (ДТ), а для СПГ – только в 2.

Масса топливных цистерн с топливом в 1,5 раза больше для СПГ, чем для ДТ, а для КПП – в 4 раза. При хранении СПГ под давлением уменьшается объем, но увеличивается масса топливных запасов и емкостей, поэтому рациональнее использовать на судах природный газ в сжиженном состоянии.

ПГ в качестве моторного топлива имеет следующие преимущества:

- стоимость природного газа значительно ниже стоимости эквивалентного по теплотворной способности количества нефтяного моторного топлива;
- использование природного газа позволяет уменьшить на 90 – 95% эмиссию NO_x , на 20 – 25% CO_2 , почти не образуются SO_x , твердые частицы и сажа;
- уменьшается абразивный износ топливной аппаратуры.

К недостаткам ПГ можно отнести:

- необходимость поддерживать низкую температуру либо высокое давление в топливных емкостях;
- повышение тепловых нагрузок и снижение надежности двигателя;
- большее по сравнению с жидкими топливами значение коэффициента избытка воздуха.

Природный газ можно использовать в газодизельных двигателях, работающих на жидком нефтяном топливе и ПГ, и в газопоршневых, потребляющих исключительно газообразное топливо. На судах согласно требованиям классификационных обществ устанавливаются газодизельные двигатели, которые могут работать на ПГ, ДТ и даже тяжелых топливах. Это связано с необходимостью обеспечить безопасность и автономность плавсредств.

2. Топливные системы СПГ СЭУ

Заправка судна СПГ может осуществляться со специализированных береговых или плавучих заправочных комплексов. Береговые причалы для подачи СПГ включают изолированные цистерны хранения газа, который поступает из портового

завода по сжижению ПГ, трубопроводы и насосы подачи топлива. Проектом обустройства причала должна быть предусмотрена защита системы распределения топлива от удара молнии, статического электричества и электромагнитной индукции, возможность приема сигнала с судна для отсечки заправки и автоматического отсоединения от патрубка с СПГ или от системы распределения топлива. Заправку судов СПГ можно осуществлять при помощи плавучих заправочных комплексов – специальных транспортных судов (барж), на которых располагаются цистерны СПГ, подача топлива осуществляется при помощи специальных криогенных насосов по изолированным трубопроводам. В комплекс для осуществления бункеровки входят: терминалы СПГ, грузовики для транспортировки топлива, суда-заправщики, наземные криогенные резервуары.

Приемные станции бункеровки располагаются по одному или обоим бортам судна. На приемном оборудовании должен быть установлен узел пробоотбора для подключения пробоотборных устройств и устройств контроля качества продукта. Периодичность бункеровки зависит от дальности плавания судна, количества и продолжительности стоянок.

Топливные танки с СПГ можно располагать вертикально в стальных коробах в надстройке судна, горизонтально в машинном отделении одноярусно (в одной плоскости с двигателями) и двухъярусно (на специальной платформе над двигателями), при небольшом объеме цистерн – непосредственно над двигателем вертикально в стальном коробе.

Требования к расположению топливных цистерн СПГ на судне: расстояние от борта судна – не менее $B/5$; от дна – $B/15$, но не менее 2 м, где B – ширина судна.

На сегодняшний день информация относительно схем судовых топливных систем СПГ ограничена, в то же время приводится много схемных решений топливных систем автомобильного транспорта, стационарных хранилищ СПГ. На рис. 1 представ-

лена структурная схема топливной системы СПГ, которая может применяться в СЭУ.

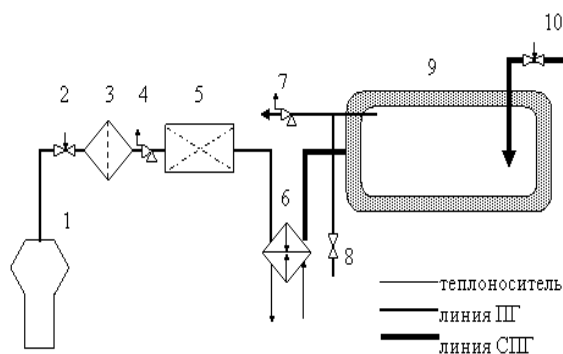


Рис. 1. Структурная схема топливной системы при работе двигателя на СПГ:

- 1 – двигатель; 2 – регулятор подачи газа,
- 3 – топливный фильтр; 4 – отсечной клапан;
- 5 – буферная цистерна; 6 – испаритель;
- 7 – сбросный клапан (сброс газа);
- 8 – регулирующий клапан;
- 9 – цистерна хранения СПГ;
- 10 – проходной клапан

К основным элементам топливной системы СПГ СЭУ можно отнести: приемные трубопроводы, цистерны хранения СПГ, теплообменники для испарения и подогрева топлива (испарители), также обязательно наличие топливных фильтров, отсечных клапанов, могут включаться криогенные насосы (необязательный элемент), буферные цистерны для кратковременного хранения ПГ перед подачей в двигатель и редукционные клапаны для понижения давления сжиженного газа после цистерны перед подачей в испаритель (устанавливаются, если давление в цистерне выше атмосферного).

Криогенные трубопроводы предназначены для транспортировки жидких криогенных продуктов с минимальными теплопритоками от окружающей среды. Представляют собой двустенные трубопроводы с экранно-вакуумной изоляцией. Секции криогенных трубопроводов соединяются между собой при помощи сварных соединений. Системы трубопроводов могут комплектоваться следующими элементами: криогенными трубами; элементами компенсации; соединительными элементами; адсорбци-

онными секциями; вакуумными портами для подсоединения; средствами вакуумирования и контроля вакуума; опорами, мембранными защитными устройствами и устройствами защитного заземления.

Есть несколько способов хранения СПГ: изотермический – хранение при постоянной температуре, обеспечивающей избыточное давление насыщенных паров, близкое к атмосферному, полуизотермический – хранение СПГ в резервуарах при постоянной температуре и давлении насыщенных паров выше атмосферного. Для комплексов СПГ максимальная технологически обоснованная величина давления полуизотермического способа хранения составляет 1,2 МПа.

СПГ на судне хранится в надежно защищенных цистернах (танках), представляющих собой обычно цилиндр с закругленными концами. Цилиндрическая форма танка обеспечивает рациональное соотношение массы, объема и стоимости. Оптимальной является, конечно, сферическая форма, но такие цистерны очень трудоемки в изготовлении. Чтобы обеспечить максимально возможный объем при минимальном теплопритоке соотношение диаметр/длина цистерны должно быть как можно больше, т.е. необходимо обеспечить минимальную площадь поверхности при данном объеме.

Цистерны СПГ состоят из двух камер – внутренней и наружной, между которыми поддерживается глубокий вакуум для изоляции сжиженного газа, хранящегося обычно при температуре $-162\text{ }^{\circ}\text{C}$. Давление в вакуумной полости порядка $10^{-1} - 10^{-2}$ Па. Вакуумная изоляция выполняется таким образом, чтобы обеспечить надежный вакуум в пространстве между цистернами. Обычно внутренний корпус изготавливают из нержавеющей аустенитных сталей, никеливых сталей или композитных материалов. Внешний корпус изготавливают из углеродистых или низкоуглеродистых сталей в соответствии со стандартами. Трубопроводы внутри и снаружи цистерны выполняют из нержавеющей стали. Дрос-

сельные клапаны во внутреннем корпусе цистерны минимизируют колебания СПГ во время движения транспортного средства, на борту которого установлены топливные танки.

Цистерна СПГ не должна заполняться полностью, т.к. необходимо пространство для паров жидкости. Коэффициент заполнения танков 0,88 – 0,95. Цистерны могут быть по конструкции горизонтальными и вертикальными.

Преимуществом горизонтальных резервуаров является тот факт, что при одинаковом объеме у них площадь зеркала жидкости больше (больше площадь – интенсивнее происходит процесс испарения), чем у вертикальных, и потому они более производительны.

Для обеспечения минимальных энергетических потенциалов взрывопожароопасности предпочтение должно отдаваться варианту хранения с наименьшим избыточным давлением.

Перед подачей топлива в двигатель газ необходимо регазифицировать, т.е. испарить, затем подогреть. Для испарения (газификации) СПГ могут применяться испарители:

- атмосферные с подогревателями для обеспечения необходимой температуры на выходе с использованием тепла окружающей среды для дальнейшего подогрева газа до нужной температуры перед подачей в двигатель после испарителя устанавливается подогреватель;
- использующие теплоту отходящих газов двигателя;
- с обогревом горячей водой, паром и другими теплоносителями, включая незамерзающие;
- электрические.

Для предотвращения замерзания теплоносителя в испарителе он начинает циркулировать раньше или одновременно с поступлением СПГ. При снижении удельного расхода топлива на двигатель часть испаренного газа может подаваться в промежуточную (буферную) цистерну.

Наиболее приемлемым вариантом на судах для газификации СПГ является использование рекуперативных теплообменников. Испарение жидкой фазы ПГ должно происходить в трубах большого диаметра, т.к. объем может увеличиваться до 600 раз.

Газификация СПГ осуществляется в два этапа:

- испарение и перевод в газообразное состояние;
- подогрев газообразного топлива до необходимой температуры (порядка 293 К).

В этом случае можно установить два теплообменника: испаритель жидкой фазы и подогреватель газообразного топлива.

С учетом судовых условий целесообразно применять в качестве теплоносителя в испарителях и подогревателях СПГ воду из систем охлаждения двигателя.

Достигается двойной эффект: утилизируется низкопотенциальная тепловая энергия после систем охлаждения двигателей; охлажденную воду можно использовать в качестве хладагента в холодильных системах и системах кондиционирования на судне.

3. Математическая модель топливной системы сжиженного природного газа для судовой энергетической установки

Математическая модель топливной системы низкого давления СЭУ будет включать в себя уравнения, описывающие процессы приема, хранения и подготовки топлива в системе, а также уравнения для нахождения рациональных параметров основного оборудования топливных систем. Это даст возможность спроектировать систему с оптимальными параметрами для данного судна с исходными заданными характеристиками.

Разработка проекта топливной системы сжиженного природного газа должна включать следующие обязательные этапы:

- разработка принципиальной схемы системы;
- определение диаметра, типа и толщины изоляции приемных криогенных трубопроводов;
- подбор типа и основных параметров перекачивающего насоса;
- определение давления и температуры хранения сжиженного природного газа в цистерне, что позволит установить массу и объем топливных запасов;
- определение количество ПГ, которое испарится в процессе изохорного нагрева (величина расчетной испаряемости);
- выбор материала, типа и количества криогенных цистерн для хранения топлива, а также размеры их внутреннего и наружного корпусов (оптимизируемые величины, некоторые рекомендации по их выбору были представлены выше);
- определение толщины и типа изоляции топливных танков (также оптимизируемые параметры);
- выбор греющей среды и установление ее параметров на входе в испарители,
- выбор типа и количества теплообменников, необходимых для испарения и нагрева ПГ до требуемой для подачи в двигатель температуры, расчет поверхности нагрева;
- разработка мероприятий по возможности утилизации теплоносителя после теплообменника;
- расчет и подбор оборудования топливной системы СПГ (редукционные клапаны, топливные фильтры для сжиженного и газифицированного ПГ, буферные танки и т.д.), предусмотренного в схеме.

Заключение

Приведенные данные об организации бункеровки, хранения и подготовки топлива могут использо-

ваться как основа при разработке детальных рекомендаций для проектирования и обслуживания систем СЭУ СПГ.

Представленная в статье структурная схема может приниматься за основу при разработке топливных систем СЭУ для СПГ.

Приведенный (далеко не полный) перечень возможных вариантов размещения топливных цистерн, оборудования, возможности организации хранения и испарения сжиженного природного газа можно использовать для разработки топливных систем низкого давления.

Дальнейшие исследования по данной теме будут направлены на детальную разработку математической модели и методики расчета топливных систем СЭУ при использовании на судне СПГ.

Литература

1. Первое судно на газовом топливе // Судостроение. – 2003. – № 7/8. – С. 51.
2. LNG-fuelled vessels increase in popularity // Ship and Boat International. – 2007. – № 3. – Р. 22.
3. Dual fuel engines make mark on LNG // The Naval Architect. – 2007. – № 3. – Р. 15.
4. Мамедова М.Д. Работа дизеля на сжиженном газе. – М.: Машиностроение, 1980. – 149 с.
5. Придатыко А.А. Современные морские газовозы. Проблемы и некоторые решения // Двигательостроение. – 2005. – № 1. – С. 39-41.

Поступила в редакцию 15.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.74.01

Л.П. КЛИМЕНКО, О.Ф. ПРИЩЕПОВ*Николаевский государственный гуманитарный университет
им. П. Могилы «НГГУ», Украина*

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ОТЛИВКИ ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ

Повышение качества, физико-механических свойств, а также износостойкости отливок гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания – одна из проблем современного машиностроения. В статье предлагаются способы совершенствования центробежного литья чугуновых деталей, позволяющие устранить образование трещин при получении внутренней поверхности отливки с переменной износостойкостью, а также улучшить газоотвод. Рассмотрена система охлаждения отливки, позволяющая производить отбор тепла излучением на конусное тело, внутри которого циркулирует холодоноситель. Корпусное тело расположено таким образом, что обеспечивает наибольший теплоотвод в районе верхней мертвой точки гильзы цилиндра для повышения твердости ее материала и соответственно износостойкости. Также приводится конструкция изложницы из пористого титана с принудительным отсосом воздуха и газов.

двигатель, втулка, гильза, центробежное литье, износостойкость, качество

Введение и постановка проблемы

Значительную часть заготовок втулок и гильз цилиндров автотракторных и судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) получают центробежным способом литья, который по сравнению с гравитационным обладает такими преимуществами, как снижение расхода металла, повышение физико-механических свойств. Однако данный способ литья имеет и недостатки. Один из них – неоднородность структуры по сечению отливки. Именно, для втулок (гильз) цилиндров внутренняя (рабочая) поверхность имеет наибольшее количество пороков (газовая пористость, шлаковые включения и т.п.). Повышение качества указанной поверхности – одна из главных задач литейного производства. Кроме того, возможность получения переменной износостойкости материала цилиндра по его высоте также одна из актуальных проблем двигателестроения, так как при этом заметно повышается ресурс деталей цилиндропоршневой группы ДВС. Применение центробежного способа отливки значительно упрощает технологию образования цилиндрической поверхности с заданными переменными свойствами.

Анализ публикаций. Совершенствование процессов центробежного литья чугуновых деталей описано в достаточно большом количестве литературных источников [1 – 4]. Следует отметить, что проделан значительный объем научных исследований по разработке и внедрению в производство центробежной отливки тракторных и судовых гильз с переменной износостойкостью по высоте цилиндров [5 – 7]. Кроме того, известен способ центробежной отливки преимущественно гильз цилиндров из серого чугуна, который заключается в заливке расплава в нагретую изложницу при ее вращении в центробежной машине и подаче хладагента на внутреннюю поверхность отливки при достижении температуры ее поверхности 780 – 850 °С в количестве, которое плавно изменяется по длине отливки, прекращении подачи хладагента при достижении отливкой температуры 520 – 620 °С (для уменьшения внутренних напряжений). В верхнюю зону гильзы хладагент подают в 1,5 – 2,0 раза больше, чем на остальную ее часть [8].

Применение данного способа позволяет в районе верхней мертвой точки повысить твердость материала гильзы, улучшить структуру и соответственно

износостойкость. Ресурс деталей увеличен до 30%. Однако недостатком этого способа является возможность образования трещин на поверхности отливки при попадании на нее хладагента, состоящего из водо-воздушной смеси, образования зоны парового слоя на охлаждаемой поверхности, что ухудшает с нее теплоотвод.

Разработана также изложница для центробежного литья, состоящая из корпуса, выполненного из губчатого титана, и двухслойной футеровки из теплоизоляционного материала. Первый слой состоит из губчатого титана с пористостью 2 – 50%, а второй – из карбида титана с пористостью 0,2 – 2 мм [9]. Данная изложница позволяет отказаться от применения песчано-глинистых разовых футеровок, которые приводят к запыленности литейных цехов и ухудшению качества отливок, а также появляется возможность управлять термодинамическими процессами, изменяя пористость формы. Недостатком такой изложницы является неудовлетворительный отвод газов с поверхности отливки, образующихся в процессе охлаждения жидкого металла и его кристаллизации, что приводит к снижению качества отливки в связи с газовой пористостью.

Цель и задачи исследований. Целью настоящих исследований являлось повышение качества гильз цилиндров ДВС при центробежной отливке путем предотвращения трещинообразования и снижения газовой пористости, для чего необходимо изменить условия охлаждения внутренней полости отливки, исключив непосредственный контакт холодоносителя с ее поверхностью, а также организовать принудительный отсос газов. Реализация приведенных задач возможна лишь при изменении конструкции системы охлаждения отливки и конструкции изложницы, изготовленной из пористого титана.

Решение задачи

Для предотвращения процесса трещинообразования при центробежной отливке с подачей хлада-

гента на внутреннюю поверхность предлагается охлаждение осуществлять излучением тепла на коническое тело, размещенное в середине отливки и охлаждаемое изнутри холодоносителем при температуре внутренней поверхности отливки 780 – 850 °С, что обеспечивает начало эвтектоидного превращения чугуна с повышенной скоростью. Интенсивность охлаждения регулируется по длине отливки конусностью тела и интенсивностью его охлаждения изнутри.

На рис. 1 изображена схема центробежной отливки гильзы цилиндра ДВС с принудительным охлаждением внутренней поверхности путем передачи тепла излучением. В кокиль 1, покрытого теплоизоляцией 2, заливается расплав чугуна 3, в конус 4 подается холодоноситель 5.

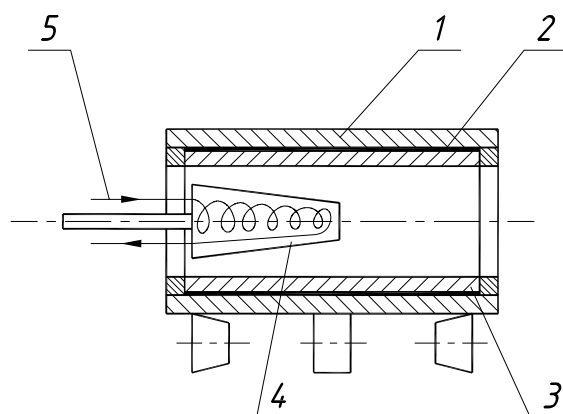


Рис. 1. Центробежная отливка гильз цилиндров ДВС с принудительным охлаждением внутренней поверхности

Отсутствие непосредственного контакта холодоносителя (водо-воздушной смеси) с поверхностью отливки исключает образование трещин.

Для снижения газовой пористости чугунных гильз при центробежном литье, а также с целью повышения стойкости изложниц, выполненных из губчатого титана, в первом изоляционном слое и корпусе изложницы необходимо изготовить радиальные отверстия, размещенные в шахматном порядке, а внешние торцы отверстий должны иметь специальный профиль, который обеспечивает отса-

сывание воздуха и образующихся в процессе охлаждения жидкого металла и его кристаллизации газов с поверхности отливки.

На рис. 2 изображена изложница, которая содержит корпус 1, теплоизоляционный слой 2 из губчатого титана марки ТГ-ТВ и слой 3 из карбида титана, радиальные отверстия 5 имеют специальный внешний торец 4, который при вращении изложницы в направлении, указанного стрелкой, обеспечивает движение потока воздуха над отверстием и отсасывание воздуха и газов из изложницы, при этом улучшается ее охлаждение.

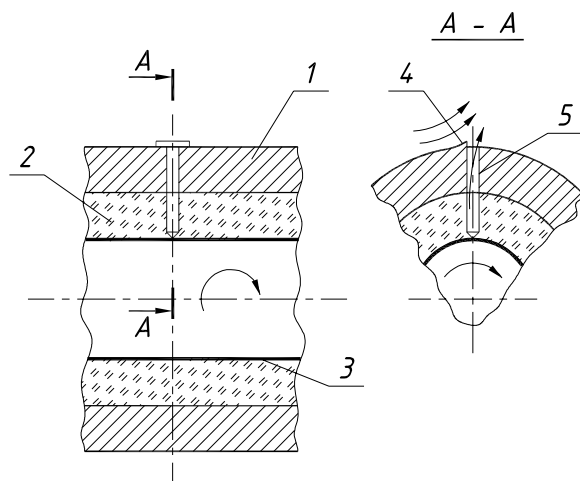


Рис. 2. Изложница из губчатого титана для центробежного литья с улучшенным отводом воздуха и газов

Выводы

Предлагаемые технические решения при осуществлении центробежной отливки втулок или гильз цилиндров ДВС положительно влияют на качество и физико-механические свойства указанных деталей и обеспечивают повышение ресурса двигателя в целом. Внедрение технологий на заводах-производителях ДВС приведет к ощутимому экономическому эффекту. Необходимо отметить, что применение технологий, позволяющих получать рабочие поверхности цилиндров двигателей с переменной износостойкостью по высоте, одно из прогрессивных решений повышения ресурса двигателя в целом.

Литература

1. Добрынин А.М., Елисеев Ю.Э. Повышение износостойкости центробежно-литых гильз цилиндров дизелей ЯМЗ-236 // Двигателестроение. – 1989. – № 3. – С. 35-37.
2. Семенов А.М. Исследование и разработка технологии центробежного литья под жидким флюсом гильз цилиндров тракторных и комбайновых двигателей. – К.: ИПЛ АН УССР, 1977. – С. 47-49.
3. Охлаждение центробежных отливок с внутренней стороны / И.О. Цыпин и др. // Литейное производство. – 1966. – № 7. – С. 39-40.
4. Яковчук В.Е. Совершенствование центробежной отливки цилиндрических гильз // Литейное производство. – 1972. – № 11. – С. 37.
5. Клименко Л.П. Технология изготовления цилиндров ДВС с заданными переменными эксплуатационными свойствами // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: ГАКУ «ХАИ». – 2000. – Вып. 19. – С. 294-298.
6. Клименко Л.П., Андреев В.И. Способ повышения ресурса гильз цилиндров ДВС при серийном производстве // Триботехнология: Сб. научн. тр. – Николаев: НКИ. – 1990. – С. 23-27.
7. Клименко Л.П. Повышение долговечности цилиндров ДВС на основе принципов переменной износостойкости / Под ред. В.В. Запорожца. – Николаев: НФ НаУКМА, 2001. – 294 с.
8. Способ центробежной отливки: А.С.715214 СССР, МКИ В 22Д 13/00/ Л.П. Клименко, М.А. Медведев, Ю.В. Данилов, О.С. Кинжалов, В.Н. Комаров. Оpubл. 15.02.1980. Бюл. № 6. – С. 40.
9. Изложница для центробежного литья: А.С.: 1465171 СССР, МКИ В 22Д 13/10/ Л.П. Клименко и др. Оpubл. 15.03.89. Бюл. №10. – С. 76.

Поступила в редакцию 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.С. Каиров, Николаевский государственный гуманитарный университет им. П. Могилы, Николаев.

УДК 629.5.064.3

А.В. МАЛАХОВ, В.В. ЛЕОНОВ

Одесский национальный морской университет, Украина

ТЕХНОЛОГИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ГАШЕНИЯ ИЗБЫТОЧНОЙ ЭНЕРГИИ В СУДОВЫХ СИСТЕМАХ ГИДРОПРИВОДА

В работе показано, что существующие конструкции судовых систем гидроприводов в режимах своей эксплуатации на стартови и пиковых режимах нагрузки требуют усовершенствования системы управления механической частью. За счёт инерционных свойств потока, гидропривод работает не качественно, что в основном проявляется в автоколебания исполнительного механизма. В работе предложен вариант гидродинамического решения проблемы управления с помощью использования в камерах рабочих линий гидропривода разварачиваемых дисковых обтекателей. Для данных обтекателей представлены главные результаты теоритических и эксперементальных исследований.

судовая система гидропривода, дисковый обтекатель, ближний след, коэффициент местных потерь

Введение

Актуальной проблемой судовых систем гидропривода является качественное управление основными гидромеханическими характеристиками движущегося рабочего потока. Использование этих систем на современных судах по-прежнему чувствительны к возникающим в них динамическим нагрузкам, и очень важным является вопрос о регулировании их инерционными параметрами. При выполнении на судне технологических операций очень часто возникает необходимость мгновенной остановки рабочей жидкости в системе трубопроводов гидропривода. Затухание инерционных волн давления должно происходить за короткий временной интервал. Как показано на практике затухание выполняется очень редко, поскольку данный процесс является периодическим с затухающей во времени амплитудой колебаний.

Основной материал

Вариантом решения этой проблемы, качественного регулирования работы судовых систем гидропривода в моменты их эксплуатации при пиковых нагрузках, может являться управление гидромеханическими характеристиками движущейся среды.

Для этого устанавливается дисковый обтекатель внутри цилиндрической рабочей камеры в системе гидропривода. При этом характер взаимодействия диска с движущимся потоком будет всегда напрямую определяться исключительно условиями его обтекания. За счет возникающих специфических особенностей гидродинамического взаимодействия ограниченного потока с такими обтекателями, может быть достигнут, практически мгновенный, а самое главное полный отбор инерционного напора у движущегося потока рабочей жидкости. Роль гасителей кинетической энергии движущейся рабочей жидкости будут играть обтекатели, как единственными техническими устройствами. Подобные гидромеханические гасители избыточной энергии (возникающей из-за инерции потока) в случае текущей эксплуатации системы судового гидропривода не должны создавать большого гидравлического сопротивления.

Отметим, что в настоящее время данные теории взаимодействия ограниченного потока высоковязкой жидкости с обтекаемыми телами являются немногочисленными. Важным фактором системы судовых гидроприводов является симметричность расположения гидродинамических гасителей энергии потока, по отношению к стенкам цилиндрической

рабочей камеры. Выполненные численные расчеты показали, что асимметричное расположение диска внутри цилиндрического трубопровода приводит к перераспределению зоны максимальных скоростей потока. Как видно на рис. 1 имеет место притяжение максимума скорости потока в сторону меньшего зазора.

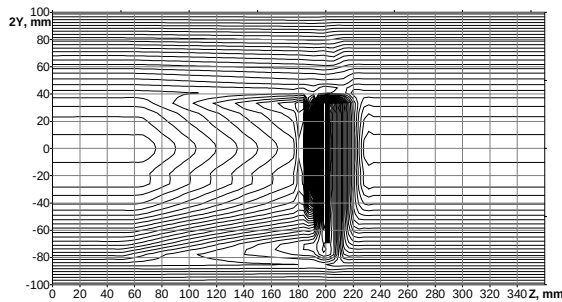


Рис. 1. Изогипсы при обтекании диска толщиной 3 мм. $Re = 2000$. Величина несоосности тела и трубопровода составляет 10 мм

В ходе решения пространственной задачи об обтекании в цилиндрической трубе тела дисковой формы установлено, что перед лобовой поверхностью диска возникает сложная вихревая область. В данной части пространства и в ближнем следе позади дискового обтекателя теряется значительная часть энергии движущейся жидкости, что с технической точки зрения позволяет рассматривать обтекатель, как обычное местное сопротивление. На рис. 2, 3 показана вихревая область перед лобовой поверхностью диска. Аналогичный результат, показанный на рис. 4, и отображающий возникновение замкнутой зоны перед обтекателем был получен в ходе натурных экспериментов.

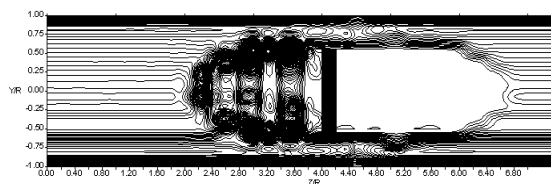


Рис. 2. Нестационарное поле завихренности при обтекании диска: $t = 378,7$ сек. $Re = 500$. Поток движется слева направо

При взаимодействии произвольного обтекателя с движущимся потоком представляют интерес вопро-

сы, связанные с характером течения в тыльной части рассматриваемого тела. В ходе исследований были получены данные, указывающие на практически полное восстановление скорости потока на расстоянии 2 – 3 диаметров тела вниз по потоку. Полученные результаты приведены на рис. 5.

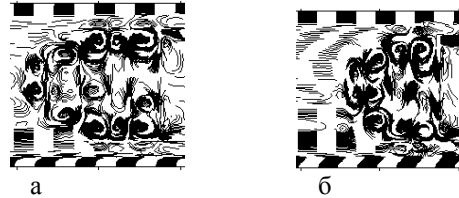


Рис. 3. Изолинии поля завихренности перед диском: а – $t = 378,7$ сек. $Re = 500$; б – $t = 17$ сек. $Re = 10^4$



Рис. 4. Обтекание плоского тела стесненным потоком в различные моменты времени. $Re = 1951$. Поток движется справа налево

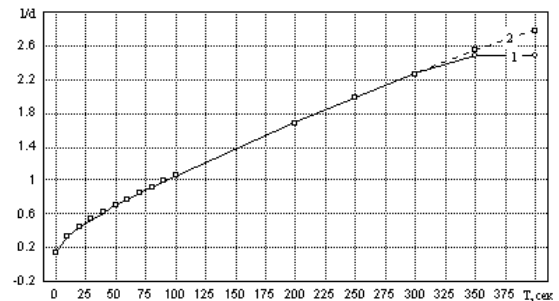


Рис. 5. Изменение во времени длины следа за диском в зависимости от его толщины:

l – длина следа; d – диаметр тела;
1 – толщина диска 20 мм; 2 – толщина диска 2 мм

Анализ графика показывает, что этот параметр должен всегда увеличиваться при уменьшении толщины обтекаемого тела. При этом максимум длины ближнего следа приходится на случай обтекания самого тонкого диска.

Известно, что математическая модель любого физического процесса должна с максимальной адекватностью воспроизводить исследуемые эффекты и при этом обладать высокой точностью получаемого

результата. В рассматриваемой задаче, описывающей движение рабочей жидкости внутри цилиндрической камеры гидропривода, главным являлся вопрос о получаемых полях течения вблизи установленного прототипа дискового гасителя энергии. По этой причине при разработке математической модели были использованы основные уравнения движения – уравнения Навье-Стокса. В качестве замыкающего соотношения использовалось уравнение фон Неймана, которое может быть получено путем дифференцирования уравнений Навье-Стокса по соответствующим пространственным координатам и дальнейшим их суммированием с учетом уравнения неразрывности.

В случае решения задачи, описывающей переходные или турбулентные течения вблизи дискового гасителя энергии начальные условия по распределению касательного напряжения удобно задавать как:

– для напряжения сдвига у стенки трубы

$$\tau_{cm} = \frac{R}{2} \frac{\partial P}{\partial x}; \quad (1)$$

– для напряжения сдвига в основном потоке

$$\tau = \tau_{cm} \frac{y_i}{R}, \quad (2)$$

где τ – напряжение сдвига; R – радиус цилиндрической рабочей камеры, м.

Необходимо отметить, что главным достоинством использованного варианта решения полной системы уравнений движения, является тот факт, что в последующем величина касательного напряжения на поверхности моделируемого дискового обтекателя может определяться как

$$\tau = \mu \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)_{y=0}. \quad (3)$$

Сопротивление трения дискового обтекателя в случае решения плоской задачи и при нулевом угле атаки потока целесообразно рассчитать как

$$D = b \int_{x=0}^{2r} \tau dx, \quad (4)$$

где b – толщина диска; r – радиус диска.

В ходе выполненных расчетов было установлено, что при взаимодействии ограниченного потока с дисковым гасителем энергии одним из определяющих параметров является степень перекрытия потока. Так полученные расчетным путем значения коэффициента сопротивления диска достигают максимума, когда степень перекрытия потока составляет 41% и выше.

При проведении вычислительных экспериментов наблюдалось изменение во времени значения коэффициента сопротивления диска с его последующим выходом на стационарное значение. Динамика изменения этого параметра для двух дисков различной толщины представлена на рис. 6. На этом же рисунке приведены данные других авторов.

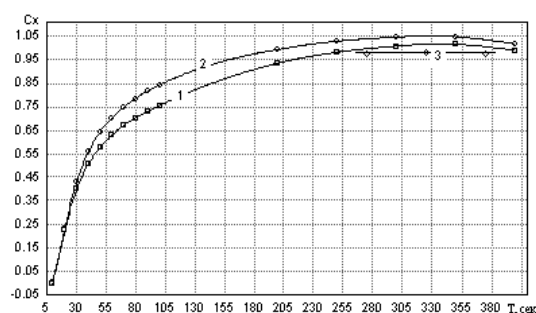


Рис. 6. Изменение во времени коэффициента сопротивления диска;

1 – толщина диска 20 мм; 2 – толщина диска 3 мм; 3 – данные Биркгофа, Плессета и Симонсона.

Исследования осуществлялись как на газообразных, так и на капельных жидкостях. Методика проведения экспериментальных работ была разработана отдельно для аэродинамического и гидродинамического стендов. С учетом анализа результатов проведенных экспериментов и систематизации полученного материала был получен положительный вывод о возможности последующего использования дисковых обтекателей в качестве основных гасителей инерционного напора рабочей жидкости в судовых системах гидропривода.

На рис. 7 для различных значений угла атаки потока α показана экспериментальная зависимость коэффициента местных потерь диска от скорости рабочего потока. На графиках видно, что начиная с

числа Рейнольдса, равного $Re = 7000$ данный параметр попадает в зону автомодельности, а получаемые численные значения намного превосходят аналогичную величину для известных типов шибберных заслонок. Максимальные значения величины коэффициента местных потерь дискового гасителя энергии наблюдаются при углах атаки потока от 0 до 40 градусов. Стабильность гидравлической характеристики начинается после 5 секунд начала движения рабочей жидкости в системе гидропривода.

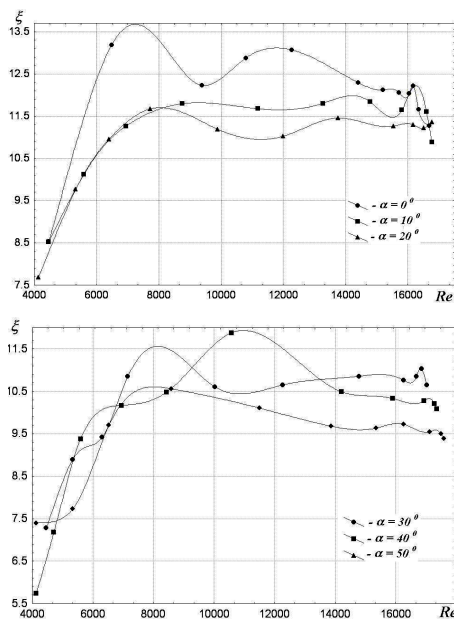


Рис. 7. Зависимость коэффициента местных потерь ξ от числа Рейнольдса потока для тела в виде диска

Поскольку рассматриваемый в настоящей работе дисковый гаситель избыточной гидродинамической энергии потока является по существу одним из видов местных сопротивлений, то в ходе экспериментов был определен его участок длины стабилизации. Оценка этой величины выполнялась как расчет двух длин. Расчет длины первого участка производился по выражению следующего вида

$$\frac{l_1}{D} = 19(1 - e^{-0,6\xi}), \quad (5)$$

Расчет длины второго участка производился как

$$\frac{l_2}{D} = \frac{0,45}{\lambda}, \quad (6)$$

где l_1 и l_2 – длины первого и второго участков стабилизации, м; D – диаметр трубы, м; λ – гидравли-

ческие коэффициент трения; ξ – коэффициент местных потерь дискового гасителя энергии.

Заключение

Полученные экспериментальным путем результаты указали на хорошее совпадение с расчетными значениями.

При изготовлении дискового гасителя энергии судового гидропривода необходимо учитывать все требования к эксплуатации, как самой системы, так и используемой в ней рабочей жидкости. Главным ограничивающим фактором при изготовлении и монтаже дисковых гасителей энергии должно выступать развиваемое гидромотором давление в системе гидропривода. Его максимальная величина согласно не должна превышать 21 МПа, а рабочее давление должно составлять до 10 МПа. Для рабочего диапазона температур (до 50 °С) вязкость используемой рабочей жидкости должна находиться в пределах 13 – 15 сСтоск.

Литература

1. Кондратьева Т.Ф. Предохранительные клапаны. – Л. Машиностроение, 1976. – 231 с.
2. Альтшуль А.Д. Гидравлические сопротивления. – М.: Недра, 1970. – 216 с.
3. Малахов А.В. Влияние эксцентриситета на коэффициент сопротивления обтекаемых тел в трубопроводе // Ядерная и радиационная безопасность. – 1999. – Т. 2. – Вып. 3. – С. 56-61.
4. Яншин Б.И. Затворы и переходы трубопроводов. – М.: Машгиз, 1962. – 180 с.
5. Биркгоф Г. Гидродинамика: Пер. с англ. – М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1963. – 244 с.
6. Дейли Дж., Харлеман Д.. Механика жидкости. – М.: Энергия, 1971. – 480 с.

Поступила в редакцию 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук Ю.Л. Воробьёв, Одесский национальный морской университет, Одеса.

УДК 621.9

В.Е. КАРПУСЬ, В.А. ИВАНОВ, А.В. КОТЛЯР

Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, Украина

КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТАНКОВ С ЧПУ

В статье рассмотрены вопросы эффективного применения станков с ЧПУ в условиях многономенклатурного производства. Предложены новые конструкции быстроперенастраиваемых приспособлений для установки заготовок по плоскости, по наружным цилиндрическим поверхностям и с криволинейными базовыми поверхностями. Получена формула для определения времени регулирования положения опоры приспособления в зависимости от ее диаметра, длины регулирования и шага резьбы. Повышение производительности обработки осевым инструментом достигается за счет применения разработанной конструкции многошпиндельной головки. Представлены графики зависимости нормативной интенсивности формообразования и нормы штучного времени от диаметра и длины обработки, а также от количества обрабатываемых отверстий в заготовке при одноинструментной и многоинструментной обработке.

многономенклатурное производство, производительность обработки, точность, перенастраиваемое приспособление, многошпиндельная головка, интенсивность формообразования

Введение

Металлорежущие станки с ЧПУ, в том числе и многоцелевые, являются наиболее перспективным видом оборудования, обеспечивающим полную автоматизацию рабочего цикла, высокую производительность и точность обработки. Эффективность применения станков с ЧПУ существенно зависит от технологической оснастки (установочно-зажимных приспособлений, вспомогательного и режущего инструмента).

Основной материал

В условиях многономенклатурного производства при относительно частой смене объектов обработки целесообразно использовать перенастраиваемые приспособления, состоящие из базового агрегата и комплекта сменных наладок, соответствующих форме и размерам базовых поверхностей обрабатываемых заготовок.

Для закрепления заготовок с криволинейными базовыми поверхностями и при значительных отклонениях их формы от плоскостности нами разработана конструкция сменных губок [1] для машинных тисков. Применение сменных губок позволяет облегчить

установку заготовок с криволинейной базовой поверхностью, повысить надежность их закрепления и точность обработки. Новизной предлагаемой сменной наладки являются расположенные в отверстиях корпуса 1 (рис. 1) жесткозакрепленные опоры 4 и самоустанавливающиеся подвижные опоры 5, которые находятся в пазах между корпусом 1 и планками 3. Планки 3, прикрепленные к корпусу 1 винтами 2, обеспечивают возможность осевого перемещения подвижных опор 5 за счет установленных пружин 6.

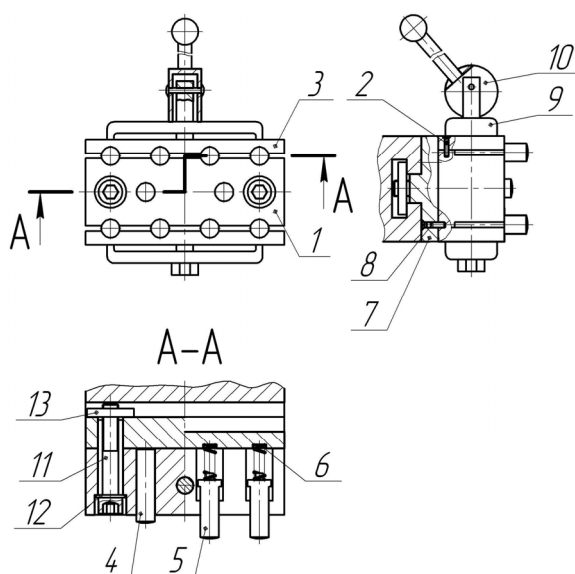


Рис. 1. Сменные губки машинных тисков

Предлагаемая сменная наладка Т-образными выступами на крышке 7, прикрепленной винтами 8 к корпусу 1, устанавливается по соответствующим Т-образным пазам тисочных губок и фиксируется винтами 11, шайбами 12 и гайками 13. При закреплении заготовки подвижные опоры 5 самоуставляются по криволинейной базовой поверхности заготовки, выбирая все зазоры. Губку подводят к заготовке до тех пор, пока опоры 4 не соприкоснутся с поверхностью заготовки. После этого подвижные опоры 5 зажимают планками 9 при помощи эксцентрика 10. Окончательное зажатие заготовки выполняется подвижной губкой машинных тисков.

При базировании корпусных деталей установочной поверхностью, как правило, служит плоская поверхность, которой заготовку устанавливают на три опоры. Для повышения точности базирования заготовок по плоским поверхностям предложена регулируемая опора [2], которая отличается от существующих конструкций наличием основной шкалы, нанесенной на свободном конце опоры 1 (рис. 2) и шкалы нониуса 2, которая прикреплена к корпусу 3 винтами 4.

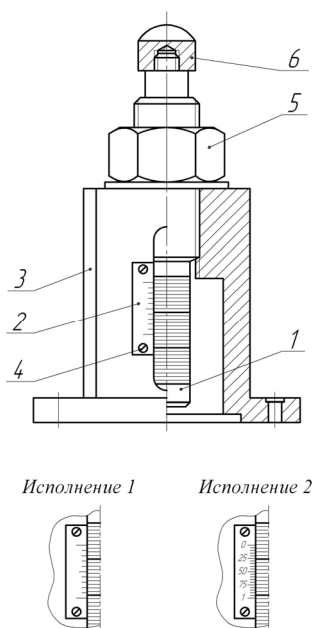


Рис. 2. Регулируемая опора

Для переналадки опоры стопорную гайку 5 ослабляют и, вращая опору 1, перемещают ее на необ-

ходимую величину, которая контролируется по основной шкале на опоре 1 и шкале нониуса 2. Необходимое положение опоры фиксируется стопорной гайкой 5. Наличие сменной головки 6 позволяет предотвратить снижение точности базирования вследствие износа рабочей поверхности.

Шкала нониуса может быть в двух исполнениях – с точностью нониуса 0,1 мм (исполнение 1) и 0,05 мм (исполнение 2). Таким образом, наличие основной шкалы и шкалы нониуса позволяет выполнить переналадку положения опоры с точностью 0,1 мм или 0,05 мм и значительно сократить затраты времени на переналадку.

Диаметр опоры выбирается в зависимости от массы заготовки. Шаг резьбы зависит от диаметра опоры и существенно влияет на точность регулирования. Для опор диаметром 6...10 мм рекомендуется применять резьбы с шагом 0,5...1,5 мм, для опор диаметром 12...20 мм – 0,5...2,5 мм, а для опор диаметром 24 мм – 0,5...4 мм. Длина регулирования устанавливается в зависимости от выбранной схемы базирования и конструкции детали.

С использованием общемашиностроительных нормативов [3] нами получена формула для определения времени регулирования $T_{рег}$ положения опоры приспособления в зависимости от ее диаметра d (6...42 мм), шага резьбы P (0,5...4 мм) и длины регулирования L (8...40 мм). Погрешность расчета не превышает 9%.

$$T_{рег} = (0,563 + 0,011 \cdot d) \cdot (0,114 + 0,038 \cdot L) \times \\ \times (1,881 \cdot e^{-1,009 \cdot P} + 0,312).$$

Таким образом, с увеличением диаметра опоры и длины регулирования, а также с уменьшением величины шага резьбы время регулирования увеличивается.

Схема базирования заготовок по цилиндрическим поверхностям является наиболее распространенной для деталей типа вала при обработке на сверлильных и фрезерных станках.

Нами предложена конструкция регулируемой

призмы [4], которая позволяет повысить точность базирования цилиндрических заготовок, а также сократить время переналадки приспособления.

Для установки заготовки винт 1 (рис. 3) вывинчивают из корпуса 2, благодаря чему опорный диск 3 поднимается и давит на опоры 4 и 5, которые одновременно перемещаются вверх. Необходимое положение опор для установки определенного диаметра контролируется при помощи делений шкал, которые нанесены на опорах 4 и 5. Фиксация опор выполняется при помощи стопорных винтов 6.

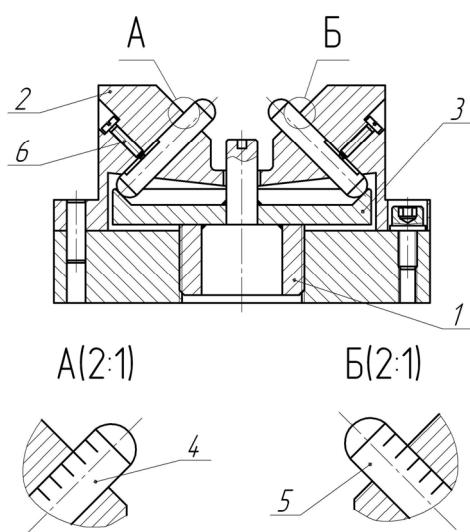


Рис. 3. Регулируемая призма

Переналадка призмы выполняется при помощи винта 1, на котором жестко закреплен опорный диск 3. Деления на опорах соответствуют диаметрам заготовок, обрабатываемых на данной операции.

Существенное повышение производительности обработки осевым инструментом, а значит и улучшение показателя «цена-качество» достигается путем применения многошпиндельных головок, позволяющих реализовать параллельную концентрацию технологических переходов.

На рис. 4 показана конструкция предлагаемой многошпиндельной головки [5], состоящая из основного корпуса 1, который фиксируется от поворота в позиционирующем блоке 2 с помощью упора 3, центральная раздаточная вал-шестерня 4 имеет конический хвостовик (конус Морзе), с помощью ко-

торого она устанавливается в переходную втулку, расположенную в шпинделе станка.

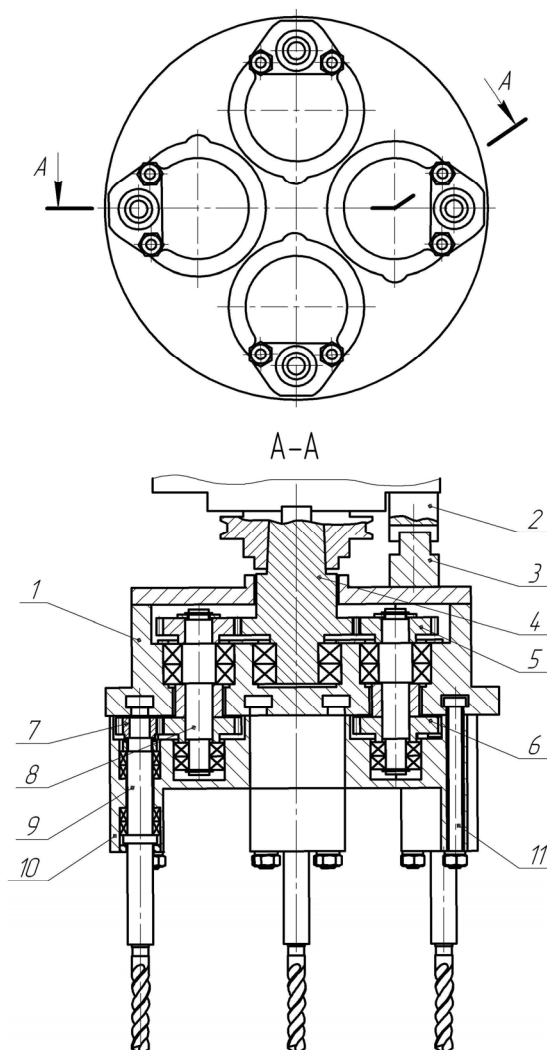


Рис. 4. Многошпиндельная головка

Центральная раздаточная вал-шестерня через промежуточные шестерни 5, 6, 7 и валы 8 передает вращение рабочим шпинделям 9, которые смонтированы в корпусах 10. Регулирование положения шпинделей при настройке их на новые размеры обработки осуществляется путем поворота корпусов рабочих шпинделей на необходимый угол, согласно технологической схеме обработки. Фиксация корпусов рабочих шпинделей в требуемом положении выполняется с помощью болтов 11, которые установлены в кольцевые Т-образные основного корпуса многошпиндельной головки.

На рис. 5 показаны графики зависимости норма-

тивной интенсивности формообразования W_H и нормы штучного времени $T_{шт}$ от диаметра D и длины обработки L , а также количества обрабатываемых отверстий N_K в заготовке для сверлильного станка с ЧПУ мод. 2P135Ф2 при одноинструментной последовательной обработке и с применением многошпиндельной головки, подтверждающие возможность повышения производительности на 45%.

Таким образом, предложенные конструкции быстропереналаживаемых приспособлений и многошпиндельной головки позволяют существенно повысить эффективность применения станков с ЧПУ за счет сокращения основного и вспомогательного времени.

Литература

1. Пат. на корисну модель № 27551 Україна, МПК (2006) B23B 39/00; B23Q 3/06. Губки верстатних лещат / Карпуть В.Є., Іванов В.О.; заявник і патентовласник Нац. техн. ун-т «ХПІ». – № у 2007 05589; заявл. 21.05.07; опубл. 12.11.2007, Бюл. № 18.
2. Пат. на корисну модель № 29823 Україна, МПК (2006) B23B 39/00. Призма регульована / Карпуть В.Є., Іванов В.О.; заявник та патентовласник Нац. техн. ун-т «ХПІ». – № у 2007 11451; заявл. 15.10.07; опубл. 25.01.08, Бюл. № 2.
3. Общемашиностроительные нормативы времени на слесарную обработку деталей и слесарно-сборочные работы по сборке машин. Мелкосерийное и единичное производство. – 2 изд. – М.: Машиностроение, 1974. – 220 с.
4. Пат. на корисну модель № 31000 Україна, МПК (2006) B23B 39/00. Опора регульована / Карпуть В.Є., Іванов В.О.; заявник та патентовласник Нац. техн. ун-т «ХПІ». – № у 2007 11360; заявл. 15.10.07; опубл. 25.03.08, Бюл. № 6.
5. Пат. на корисну модель № 31383 Україна, МПК (2006) B23B 9/00. Багатошпиндельна головка / Карпуть В.Є., Котляр О.В.; заявник та патентовласник Нац. техн. ун-т «ХПІ». – № у 2007 11973; заявл. 29.10.07; опубл. 10.04.08, Бюл. № 7.

Поступила в редколлегию 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Пермяков, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

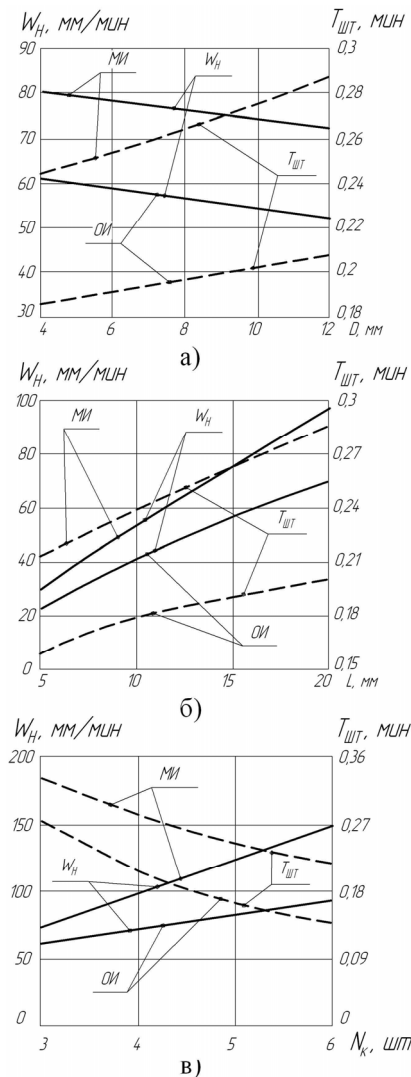


Рис. 5. Зависимость нормативной интенсивности формообразования и нормы штучного времени при обработке отверстий в стальной заготовке на сверлильном станке мод. 2P135Ф2:
а – от диаметра обработки ($L = 15$ мм, $N_K = 4$ шт.);
б – длины обработки ($D = 8$ мм, $N_K = 4$ шт.);
в – количества обрабатываемых отверстий в заготовке ($D = 8$ мм, $L = 15$ шт.);
ОИ – одноинструментная последовательная обработка; МИ – обработка с применением многошпиндельной головки

УДК 621.793.74

В.П. КОЛЕСНИК, Д.В. СЛЮСАРЬ, В.В. КОЛЕСНИК, В.В. ЗИНОВЬЕВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

УПРАВЛЕНИЕ ПРОЦЕССОМ НАНЕСЕНИЯ ЖАРСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ НА ЛОПАТКИ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Показана необходимость разработки новых распылительных систем для контролируемого нанесения многослойных многокомпонентных жаростойких покрытий на лопатки газотурбинных двигателей 4 и 5 поколений. Предложена новая распылительная система на основе ионного магнетрона с виртуальным анодом, секционированным катодом и осевыми потоками плазмы, позволяющая контролировать в широких пределах скорость нанесения любого из компонентов многокомпонентного покрытия в произвольной точке на поверхности подложки. Для данной распылительной системы разработана методика расчета скорости нанесения и состава многокомпонентного многослойного жаростойкого покрытия.

жаростойкие покрытия, магнетронная распылительная система, катодное распыление

Введение

В настоящее время газотурбинные установки (ГТУ) широко используются как при создании двигательных установок летательных аппаратов, так и в наземной энергетике. Требования, предъявляемые к ним, постоянно растут. В первую очередь это касается удельной мощности и ресурса. Добиться существенного увеличения этих показателей благодаря только совершенствованию конструкции ГТУ практически невозможно. Таким образом, существует необходимость в разработке новых технологий и оборудования для их реализации, которые позволили бы производить детали ГТУ, способные работать в более жестких условиях.

1. Формулирование проблемы

Сейчас для защиты лопаток ГТУ от высокотемпературной коррозии широко применяются многокомпонентные жаростойкие сплавы. Так на ОАО «Мотор-Сичь» лопатки турбин покрываются многокомпонентными сплавами, в частности, СДП-2, в состав которого входят Ni, Cr, Al, Y. Многокомпонентные покрытия, содержащие до 25% Cr и 12 – 13% Al, характеризуются низкой диффузионной подвижностью компонентов [1], что способствует

их высокой термической стабильности.

Однако, для авиационных двигателей 4 и 5 поколения характерно значительное повышение тепловой напряженности лопаток турбины, что привело к возникновению на профиле пера лопаток различных зон, отличающихся друг от друга уровнем температур, напряжений и знаком этих напряжений. Различие условий работы покрытия на пера лопатки затрудняет выбор типа покрытия, т.к. к покрытию предъявляются противоречивые требования. В ряде случаев подбор защитного покрытия становится неразрешимой задачей. Решение данной проблемы возможно путем профилирования толщины покрытия по зонам на поверхности пера лопатки и использования покрытий различного типа в зависимости от условий их работы в этих зонах [2].

Исходя из этого, можно сформулировать требования к оборудованию для нанесения подобных покрытий. В связи с тем, что на различные участки поверхности лопатки необходимо наносить жаростойкое покрытие различного состава и толщины, необходимо управлять компонентным составом покрытия и скоростью его нанесения в зависимости от места расположения на поверхности защищаемого изделия.

К настоящему времени были предприняты попытки разработки новых технологических процес-

сов, использующих уже существующее технологическое оборудование, для решения данной задачи. Так был разработан технологический процесс нанесения многослойного жаростойкого покрытия с использованием установки МАП-1 [3].

Данный технологический процесс предусматривает нанесение жаростойкого покрытия в два этапа с использованием дополнительных масок для создания необходимого профиля покрытия на пере лопатки [4]. К сожалению, предложенный техпроцесс весьма трудоёмкий и не обладает необходимой гибкостью, что крайне важно при переходе от выпуска одного типоразмера лопаток к другому.

Также в литературе описаны возможные пути решения задачи контролируемого нанесения покрытий путем использования нескольких электроннолучевых испарителей [5]. Но даже сами авторы отмечают ряд недостатков предложенного метода, основным из которых является невозможность свободного регулирования скорости нанесения различных компонентов покрытия по поверхности подложки, что обусловлено достаточно большими размерами испарителей.

Гораздо лучше для решения поставленной задачи подходит распылительная система, разработанная в Национальном аэрокосмическом университете им Н.Е. Жуковского «ХАИ» [6], геометрия, которой близка к конструкции инверсного магнетрона [7]. Особенностью разработанной распылительной системы является:

- наличие множества распыляемых катодов-мишеней, которые можно изготавливать из компонентов составляющих покрытие;
- большая площадь обработки, за счет радиального электрического поля;
- возможность распыления магнитных сплавов, так как магнитное поле локализовано в прианодной области;
- высокий коэффициент использования материала, по сравнению с традиционными МРС.

Данная установка позволяет формировать покрытие путем совместного распыления катодов-мишеней, изготовленных из материалов компонентов покрытия и проводить регулировку состава многокомпонентных покрытий в процессе их формирования. Учитывая физические характеристики материалов, составляющих покрытие, площадь поверхности катодов-мишеней и изменение плотности тока на них, можно предварительно оценить получаемый состав покрытия [8].

В то же время у этой распылительной системы имеется ряд недостатков:

- необходимость использования планетарных систем вращения подложек для обеспечения равномерности нанесения покрытия, что значительно усложняет технологическую установку в целом;
- деталь может одновременно обрабатываться только с одной стороны, что приводит к возможности адсорбции частиц остаточной атмосферы на ее поверхности и последующему их попаданию в состав полученного покрытия;
- ограниченная возможность регулирования состава многокомпонентного покрытия по различным участкам поверхности детали.

Исходя из этого, можно сделать вывод о необходимости ее коренной переработки, для удовлетворения всех требований, выдвигаемых при контролируемом осаждении многокомпонентных жаростойких покрытий.

2. Решение проблемы

В Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е.Жуковского «ХАИ» была предложена новая схема инверсной магнетронной распылительной системы (рис. 1).

Схема расположения катодов-мишеней изображена на рис. 2.

Из отдельных секций набирается сборный катод-мишень, имеющий форму диска. Катоды-мишени из одного и того же материала объединяются в отдель-

ные сектора, которые следуют один за другим с периодичностью от 1 до k , где k – это количество элементов составляющих покрытие.

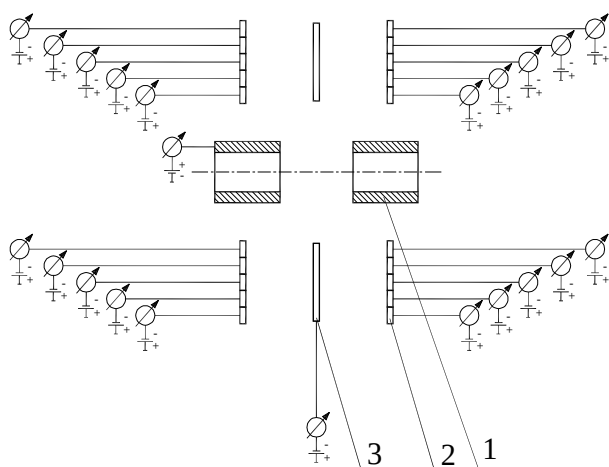


Рис. 1. Схема распылительной системы на базе ионного магнетрона с виртуальным анодом, секционированным катодом и осевыми потоками плазмы:

1 – анод; 2 – распыляемые мишени; 3 – подложки

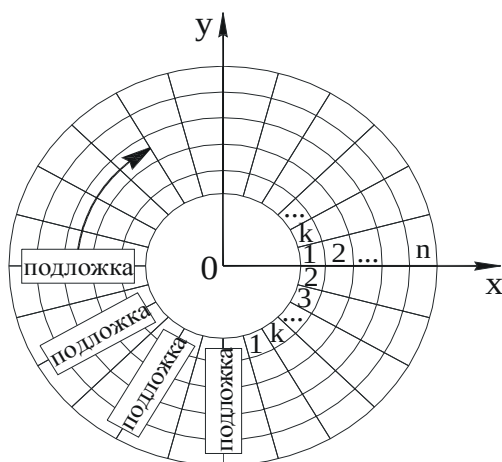


Рис. 2. Схема расположения катодов-мишеней

В свою очередь внутри сектора катоды-мишени также электрически изолированы друг от друга, что дает возможность регулировать потенциал на них независимо. Катоды мишени, состоящие из одинакового материала, находящиеся на одинаковом расстоянии от оси распылительной системы электрически объединяются в группы, т.е. при работе распылительной системы имеют одинаковый потенциал. Потенциал каждой группы катодов-мишеней регу-

лируется от независимого источника питания. Таким образом, в состав распылительной системы входит n групп катодов-мишеней каждого из элементов, входящих в состав покрытия. Подложки 3, на которые осаждается распыленный с мишеней материал, устанавливаются между двумя сборными катодами-мишенями. Во время нанесения покрытия подложки вращаются вокруг оси распылительной системы, что обеспечивает их последовательный проход над всеми катодами-мишенями. Потенциал к подложкам прикладывается от отдельного источника питания.

Благодаря возможности независимого регулирования потенциала, а значит и плотности тока, на каждой из групп мишеней в данной распылительной системе можно контролировать состав наносимого покрытия не только по толщине, но и по радиусу. Кроме того, благодаря тому, что рассматриваемая распылительная система фактически представляет собой две независимые распылительные системы, направленные навстречу друг другу, возможно обрабатывать каждую из сторон подложки независимо.

Для проведения процесса осаждения многокомпонентных многослойных покрытий с контролируемым по толщине и по поверхности составом возникает необходимость в разработке метода расчета скорости осаждения каждого из элементов, входящих в состав покрытия для произвольной точки на поверхности подложки.

Основными предположениями, которые были сделаны при выводе уравнения для расчета скорости осаждения покрытия:

- а) скорость распыления однородна по отдельно взятому катоду-мишени;
- б) эмиссия подчиняется закону косинусного распределения [10]

В аналитическом виде этот закон можно записать следующим образом:

$$dm_p(\varphi) = m_p \cos(\varphi) \frac{d\omega}{\pi}, \quad (1)$$

где $dm_p(\varphi)$ – масса вещества испаряемого в направлении с углом φ , через поверхность, образованную пространственным углом $d\omega$;

φ – угол характеризующий направление испарения (между направлением и нормалью к поверхности испарения);

$d\omega$ – малый пространственный угол;

m_p – масса материала эмитированного с единицы площади в единицу времени;

в) атомы материала покрытия незначительно рассеиваются в результате столкновений в газе;

г) атом материала осаждается в месте соударения с подложкой.

В случае использования катода-мишени кольцевой формы для нанесения покрытий магнетронным методом скорость осаждения можно найти, используя формулу [10]:

$$V_d = \frac{V_s H^2}{\pi} \times \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} \frac{R}{(R^2 + l^2 - 2lR \cos \Theta + H^2)^2} d\Theta dR, \quad (2)$$

где V_s – скорость распыления материала катода-мишени, кг/(с·м²);

H – расстояние от поверхности катода-мишени до подложки;

R_1 – минимальный радиус катода-мишени;

R_2 – максимальный радиус катода-мишени;

l – расстояние от оси распылительной системы до точки на подложке, в которой необходимо определить скорость нанесения покрытия.

Для расчета скорости распыления материалов при нормальном падении ионов можно пользоваться выражением:

$$V_s = \frac{j \cdot K_s(E_i) \cdot M_a}{e}, \quad (3)$$

где j – плотность ионного тока в сечении, перпендикулярном направлению падения ионов, А/см²;

$K_s(E_i)$ – коэффициент распыления материала, атом/ион;

M_a – атомная масса атомов мишени, кг;

e – заряд электрона ($1,6 \cdot 10^{-19}$ Кл).

Таким образом, скорость осаждения покрытия для мишени кольцевой формы в конечном виде примет вид:

$$V_d = \frac{j \cdot K_s(E_i) \cdot M_a \cdot H^2}{e\pi} \times \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi} \frac{R}{(R^2 + l^2 - 2lR \cos \Theta + H^2)^2} d\Theta dR. \quad (4)$$

Так как в нашем случае подложки совершают над поверхностью катодов-мишеней вращательное движение, как показано стрелкой на рис. 2, то при проведении расчетов можно сделать допущение, что скорость нанесения покрытия, обусловленная распылением мишеней изготовленных из элемента покрытия № p , состоящих в группе № f , будет равна:

$$V_{dp} = \frac{j_{pf} \cdot K_{spf}(E_i) \cdot M_{ap} \cdot H^2}{e \cdot k} \times \int_{R_{f1}}^{R_{f2}} \int_0^{2\pi} \frac{R}{(R^2 + l^2 - 2lR \cos \Theta + H^2)^2} d\Theta dR, \quad (5)$$

где $p = 1 \dots k$, а $f = 1 \dots n$;

j_{pf} – плотность ионного тока на катоды-мишени выполненные из элемента покрытия № p , объединенные в группу № f , А/см²;

$K_{spf}(E_i)$ – коэффициент распыления материала катода-мишени выполненного из элемента покрытия № p , находящегося в группе № f , атом/ион (необходимо отметить, что даже для одного и того же элемента входящего в состав покрытия, находящегося в различных группах катодов-мишеней, коэффициент распыления будет различным, так как каждая группа катодов мишеней находится под своим потенциалом);

M_{ap} – атомная масса атомов мишени сделанной из элемента покрытия № p , кг;

R_{f1} – минимальный радиус группы катодов-мишеней № f ;

R_{f2} – максимальный радиус группы катодов-мишеней № f ;

Просуммировав скорости осаждения для каждого из элементов и для каждой группы катодов-мишеней, получим полную скорость осаждения для точки на поверхности подложки:

$$V_{d\Sigma} = \sum_{f=1}^n \sum_{p=1}^k \frac{j_{pf} \cdot K_{spf}(E_i) \cdot M_{ap} \cdot H^2}{e \cdot k} \times \\ \times \int_{R_{f1}}^{R_{f2}} \int_0^{2\pi} \frac{R}{(R^2 + l^2 - 2lR \cos \Theta + H^2)^2} d\Theta dR. \quad (6)$$

Заключение

Подводя итог, отметим, что предложенная инверсная магнетронная распылительная система с секционированными катодами и осевыми потоками плазмы обладает следующими достоинствами:

- возможность управления составом наносимого на различные участки подложки покрытия;
- высокое качество наносимых покрытий, свойственное всем магнетронным распылительным системам;
- высокая скорость нанесения покрытий;
- возможность проведения эффективной ионной очистки подложек, что гарантирует хорошую адгезию получаемых покрытий;
- постоянное нахождение всей поверхности подложек в зоне обработки, что существенно затрудняет попадание атомов остаточной атмосферы в состав осаждаемых покрытий.

Литература

1. Корнилов И.И. Физико-химические основы жаропрочности сплавов. – М.: Изд-во АН СССР, 1961. – 516 с.
2. Kolomytsev P.T., Samoilenko V.M. Combined coating for turbine blades of high-temperature gas turbine engines. // Metal Science and Heat Treatment. – 2006. – Vol. 48, №. 11 – 12. – P. 558-561.

3. Пат. 2164549 Российская федерация, МКИ С 23 С 14/30. Способ испарения и конденсации токопроводящих материалов. / Е.Н. Каблов, С.А. Мубояджян, С.А. Будиновский, Я.А. Помелов; заявитель и патентообладатель ВНИИМ - № 99111127/02; Заявл. 1999.05.27; Оpubл. 27.03.01, Бюл. №7 (Пч.) – 3 с.

4. Budinovskii S.A., Muboyadzhan S.A. Efficiency of two-stage ion-plasma process for depositing alloyed diffusion aluminide coatings on high-temperature nickel alloys // Metal Science and Heat Treatment. – 2003. – Vol. 45, Nos. 5 – 6. P. 183-188.

5. Кострицкий А.И., Лебединский О.В. Многокомпонентные вакуумные покрытия. – М.: Машиностроение, 1987. – 208 с.: ил.

6. Колесник В.В. Разработка и исследование технологического процесса и оборудования для формирования многокомпонентных покрытий на лопатки ГТД: Дис... канд. техн. наук: 05.05.04. –Х., 2007. – 212 с.

7. Пакулин В.Н., Потехин С.Л., Месеняшин В.И. Тлеющий разряд в магнитном поле и магниторазрядные устройства вакуумного технологического оборудования // Обзоры по электронной технике. – 1984. – Сер. 7, вып. 10 (1035). – 60 с.

8. Формирование многослойных многокомпонентных защитных покрытий / Н.В. Белан, В.В. Колесник, С.С. Ивашенко, В.П. Колесник, Д.В. Слюсарь, А.Н. Прокопенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2004. – № 7(15). – С. 231-235.

9. Данилин Б.С., Киреев Ю.В. Получение пленок равномерной толщины при ионном распылении // Зарубежная электронная техника. – 1972. – Вып. 23. – С. 36-55.

Поступила в редакцию 10.05.2008

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

УДК 539.4.016:621.831

А.И. ДОЛМАТОВ, А.А. КОЛОС*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ЛИТЕЙНЫЙ ПРОЦЕСС КРИСТАЛЛИЗАЦИИ, ОБУСЛАВЛИВАЮЩИЕ ФАКТОРЫ КРИСТАЛЛООБРАЗОВАНИЯ

Рассмотрен физический процесс кристаллизации металлического материала с ультразвуковым воздействием элемента модификатора на поток кристаллизации. Сравнительные показатели механико-физических свойств по типу металлического сплава приведены для производства литья отливок зубчатых колес в машиностроении. Цель – снижение стоимости изготовления и механической обработки. Также обсуждены перспективы дальнейших исследований кристаллизации с ультразвуковым воздействием и определением примесей добавок и модификатора.

зубчатые колеса, изнашивание, анализ, материалы, механико-физические свойства, качество, ремонт, цена затрат.

Введение

Большинство цилиндрических и конических зубчатых колес, а также червяков изготавливаются из стальных кованых заготовок без предварительно формованных зубьев. Часть цилиндрических и конических колес изготавливается из серого чугуна, а иногда из стального литья. Червячные колеса и особенно их венца чаще всего выполняются из отливок. Характер заготовки, применяемой для изготовления зубчатых колес и червяков, зависит от размеров детали, её конфигурации, технических требований, предъявляемых к материалу колеса и масштабов производства. [6]

1. Формулирование проблемы

Конструкция колеса должна создаваться с учетом методов изготовления заготовок, чтобы обеспечить минимальную трудоемкость обработки детали в целом, и особенно поверхностей, механическая обработка которых вызывается только способом выполнения заготовки колеса. Величины припусков на последующую механическую обработку колёс должны учитывать возможность полного удаления с обрабатываемых поверхностей слоя металла, имеющего дефектную структуру или пороки, образовавшиеся в процессе формования заготовки.

2. Обзор публикаций и выделение нерешенных задач

Интерес представляют по данным литературных источников научно-технических и производственных журналов «СТАЛЬ» следующие темы процесса литейного. Такие понятия как рафинирование смеси расплава; скорость кристаллизации; качество внутреннего строения сляба; шлакообразующие смеси; кристаллизаторы; концентраты; фазовая дифференциация; операционный температурный контроль материала.

Большое влияние на улучшение таких свойств металлотейной продукции, как повышение плотности литейного металла, уменьшение протяженности зоны столбчатых кристаллов, повышение пластичности стали при температурной горячей деформации; снижение степени ликваций; оказание неравномерности многокомпонентного промышленного расплава в однородное равновесное состояние.

Степени микронеоднородности образуются различные, так же различного характера интенсивность кристаллизации и показатели качества микроструктуры непрерывнолитых слябов (осевая рыхлость, осевая химическая неоднородность). Данные вопросы требуют дальнейшего исследования.

Определенное внимание занимают темы по вопросам воздействия на затвердевание непрерывного литого слитка заготовки путем подготовки металла расплава к кристаллизации при воздействии электромагнитным потоком, и ускоренное импульсное охлаждение при кристаллизации [7].

Изучение технологий обычно ограничивается рамками отдельных операций.

Однако, при использовании высокоинтенсивных воздействий потоками энергии и вещества необходимо всесторонне исследовать точность и физико-механические свойства, учитывая действие технологическо-эксплуатационной наследственности.

Это означает, что все операции и их технологические переходы, а также характеристики обработанных поверхностей формируются всем комплексом технологических воздействий, и изменяются в процессе эксплуатации детали.

Таким образом, вопрос о повышении долговечности зубчатых колес актуален и представляет интерес для исследований.

3. Постановка задачи исследования

Заготовки – отливки колёс из чугуна или литой стали – обычно воспроизводят форму детали с припусками на поверхностях, подлежащих последующей механической обработке в соответствии с чертежом. Поверхности колеса, не подлежащие по требованиям чертежа последующей обработке, формируются непосредственно в отливке.

Отливки после механической обработки составляют почти половину массы деталей всех машин, механизмов, приборов и аппаратов, выпускаемых разными отраслями машино- и приборостроения.

Сущность литейного производства сводится к получению жидкого, т.е. нагретого выше температуры плавления, сплава нужного состава.

В процессе кристаллизации и охлаждения сплава формируются основные механические и эксплуатационные свойства отливки, определяемые макро- и микроструктурой сплава, его плотностью, наличием и расположением в нем неметаллических включений, развитием в отливке внутренних напряжений, вызванных неодновременным охлаждением ее частей и др. (табл. 1) [4, 7].

Таблица 1

Сравнительные свойства литых углеродистой стали и высокопрочного чугуна

№ п/п	Свойства	Сталь	Высокопрочный чугун (ВЧ)
1	Пределная прочность при растяжении, кГс/мм^2	40 – 60	38 – 120
2	Относительное удлинение, $\delta \%$	10 – 24	2 – 17
3	Уд. вязкость, кГс/мм^2	2,5 – 5,0	1,5 – 3,0
4	Пред. текучести, σ_t (кГс/мм^2)	19 – 40	24 – 90

4. Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов

Качество отливки зависит в первую очередь от того как есть подготовлена жидкость расплава к кристаллизации переходу. Интерес представляют процессы ультразвуковой активации центров кристаллизации жидкого расплава.

Основными закономерностями кристаллизации процесса являются параметры скорости и количество центров кристалла. Здесь фактором является оп-

ределяющая фаза переохлаждения. При воздействии электромагнитными волнами происходит усиление внутренних колебаний атома металла. А это приводит к активации и усилению энергетического потенциала выборочных центров кристаллизации расплава. Это означает, что есть вынужденные колебания, вызываемые действием периодических внешних сил, воздействующих на систему. В свою очередь система обладает сложными периодическими колебаниями.

Центрами конденсации могут быть кристаллы модификатора, что проявляются в ходе сублимации. Модификаторы способствуют кристаллизации и определяют качественные признаки дисперсности, диспергирования, сублимации и формы. Модификатора параметры должны быть заданными для микросвойств структуры. Что есть скорость и количество центров кристаллизации.

До начала кристаллизации литейные сплавы представляют собой коллоидно-дисперсные системы, т.е. системы, состоящие из жидкости с находящимися в ней очень мелкими возможными зародышами кристаллизации. Соответствующим воздействием на эти зародыши можно повлиять на строение сплава после затвердевания.

Структуру металлов и сплавов при их кристаллизации модифицируют с помощью: тугоплавких частиц, которые служат „затравками” и искусственно увеличивают число зародышей; поверхностно-активных элементов, адсорбирующихся на гранях растущих кристаллов и создающих при этом „барьер” между растущими кристаллами и жидкостью; добавок, вступающих в химическую реакцию с элементами, находящимися в расплаве.

Образующиеся химические вещества (оставаясь в нем или удаляясь из него) могут изменить физико-химическую природу сплава и его кристаллизационную способность [1,с.20].

В результате модифицирования могут произойти различные структурные изменения, в частности, изменение размеров первичных зерен (дендритов) и других продуктов первичной кристаллизации; кроме того, изменяется внутреннее строение первичных зерен (дендритов) и структура эвтектик.

В основе каждого изменения могут быть совершенно различные физико-химические процессы. Вместе с тем, для получения одних и тех же структурных изменений можно использовать совершенно различные свойства. В зависимости от физико-химической природы используемых модификато-

ров, характера их взаимодействия с основными компонентами сплава или находящимися, в нем примесями возможна разработка различных вариантов процесса модификации.

Характер распространения дендритного строения показывает структурную однородность слитка.

Дендрит образует скелет металлического кристалла. При кристаллизации металлов, не содержащих растворимых примесей, ветви дендрита к концу процесса затвердевания заполняют всё пространство слитка. Они отделены одна от другой тончайшими прослойками нерастворимых примесей и мельчайшими спорами газового и усадочного происхождения [4].

Распространение теплового фронта определяет ход течения кристаллизации процесса. В свою очередь это обуславливает структуру слитка.

Ультразвуковой поток изменяет температурный фронт движущегося кристалла. Ультразвуковые колебания, введенные в кристаллизующийся расплав, изменяют условия протекания процессов зарождения и роста кристаллов. Так, например, диспергирование кристаллов может происходить только на межфазной поверхности расплав-кристалл, т.е. на фронте кристаллизации или на поверхности затвердевшей корочки расплава. Активация примесей, развитие в расплаве акустических течений, изменение градиентов температуры в расплаве, напротив, возможно только в жидком металле вдали от фронта кристаллизации.

Возникновение пульсирующей кавитации на поверхности кристаллизации приводит к диспергированию, и в следствии приводит к увеличению центров кристаллизации. Расчеты показывают, что напряжения, возникающие в поверхностном слое металлов при захлопывании кавитационного пузырька, непосредственно примыкающего к поверхности или находящегося от него на расстоянии, не превышающем нескольких микрометров, составляет $\sim 10^3$ атм [4]. Такие напряжения, безусловно, должны

вызывать диспергирование кристаллов на фронте кристаллизации, где их прочность невелика.

В отношении среда-кристалл для значений по мощности ультразвукового излучения, вызывающего кавитацию к структуре кристалла, определенного степени дисперсности, может составлять примерно равное значение. Но это не является условием для увеличения скорости кристаллизации, и определяется как катализатор процесса.

Роль примесей в механизме кристаллизации в поле ультразвука определена не только за счет кавитационного воздействия, но также и за счет сил в поле вязкого трения между движущимися потоками расплава и твердой частицей. Однако, по данным большинства исследователей, кавитационные процессы играют в механизме активации доминирующую роль.

Структура обработанного ультразвуком металла с примесью измельчалась значительно сильнее, чем чистый металл, обработанный колебаниями той же или большей мощности. Так, при обработке чистого олова колебаниями мощностью 120 Вт зерно измельчалось в 20 раз, а при обработке с 0,5% примеси колебаниями мощности 90 Вт – примерно в 50 – 70 раз [7].

Эффективность измельчения литой структуры особенно повышается при одновременном введении в расплав модификаторов зародышевого типа и интенсивного ультразвука.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Следует указать, что механизм активации примесей в ультразвуковом поле, пока разработан недостаточно, чтобы отдать предпочтение какому-либо одному фактору. Важно только отметить, что и кавитация, и вязкое трение, и акустические потоки увеличивают скорость зарождения центров кристаллизации в расплаве, повышая тем самым вероятность объемной кристаллизации и измельчения зерна.

Значительное улучшение качества структуры литейных сплавов, достигаемое в результате модифицирования, позволило повысить степень легирования некоторых сплавов и создавать новые высокопрочные и жаропрочные сплавы.

Литература

1. Суслов А.Г. Направления работ Брянской технологической школы по решению проблемы «Обеспечения и повышения качества изделий машиностроения и технологической оснастки» // Справочник. Инженерный журнал. Приложение. – М.: Машиностроение, 2004. – № 11. – С. 2-5.
2. Киричек А.В. Повышение эффективности упрочняющих технологий // Справочник. Инженерный журнал. Приложение – М.: Машиностроение, 2004. – № 3. – С. 15-20.
3. СТАЛЬ. Научно-технический и производственный журнал. – М. Интермет Инжиниринг, 2007. – № 5. – С. 23.
4. Литейное производство / Под ред. И.Б. Куमानина. – М.: Машиностроение, 1971. – С.20-21.
5. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение. – М.: Машиностроение, 1972. – С. 28-41.
6. Отчет по теме исследования литья в тяжелом машиностроении и ее совершенствование / В.Р. Зарубина, Л.И. Наумова и др. – М.: НИИР, 1975. – 47 с.
7. Ультразвуковая технология / Б.А. Агранат, В.И. Башкиров и др. – М.: Металлургия, 1974. – С. 460-468.
8. Производство зубчатых колес: Справочник / Под ред. Б.А.Тайца. – М.: Машиностроение, 1975. – С. 49-50.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф., директор В.К. Борисевич, МИНТ «ХАИ», Харьков.

УДК 621.313.1

В.Ф. СОРОКИН

ГП «Институт машин и систем», Харьков, Украина

НАПРАВЛЕННЫЙ СИНТЕЗ РАЗВЕРТЫВАЮЩИХСЯ ФАСОННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Разработан метод создания развертывающихся поверхностей. Доказано, что линейчатая поверхность, построенная на базе двух линий, одна из которых получена путем масштабирования и параллельного переноса другой линии, является развертывающейся конической поверхностью. Представлено параметрическое уравнение конической поверхности, коэффициентами которого служат величина масштабирования и координаты вектора параллельного переноса. Выведено уравнение кусочно-конической поверхности, состоящей из произвольного числа звеньев, и разработан алгоритм её синтеза. Проведены численные эксперименты, иллюстрирующие и подтверждающие на конкретных примерах теоретические выводы.

кривая; поверхность: сложнофасонная, линейчатая, развертывающаяся, коническая, кусочно-коническая; развертка; уравнение кривой и поверхности

Введение

Одним из актуальных направлений развития машиностроения в настоящее время является разработка технологических процессов формообразования сложно-фасонных деталей. При этом важной характеристикой изготавливаемой поверхности является её развертываемость.

Так детали из листового материала с развертывающейся поверхностью имеют точную заготовку (развертку) и при формообразовании не требуют вытяжки материала.

В работах [1 – 3] показаны также преимущества формообразования развертывающихся поверхностей лопаток моноколес осевых и центробежных компрессоров при механической обработке на пятикоординатных станках с ЧПУ.

Однако конструктор детали часто там, где можно задать развертывающуюся поверхность, ограничивается заданием линейчатой, но неразвертывающейся поверхности. Это связано с отсутствием универсальной методологии построения фасонных развертывающихся поверхностей.

Целью данной статьи является разработка и экспериментальная проверка метода синтеза развертывающихся фасонных поверхностей.

Докажем, что линейчатая поверхность, построенная на базе двух линий, одна из которых получена путем масштабирования и параллельного переноса другой линии, является развертывающейся конической поверхностью.

1. Уравнение поверхности

Пусть заданы:

- коэффициент масштабирования $m \geq 0$;
- произвольная точка $\mathbf{r}_0 = (x_0, y_0, z_0)$;
- пространственная линия L_1 , векторно-параметрическое уравнение которой имеет вид:

$$\mathbf{r}_1(u) = x(u) \cdot \mathbf{i} + y(u) \cdot \mathbf{j} + z(u) \cdot \mathbf{k}, \quad u \in [a, b]. \quad (1)$$

Тогда, уравнение линии L_2 , которая получена путем масштабирования линии L_1 и переноса в точку $\mathbf{r}_0$, будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}_2(u) &= m \cdot \mathbf{r}_1(u) + \mathbf{r}_0 = \\ &= [m \cdot x(u) + x_0] \cdot \mathbf{i} + [m \cdot y(u) + y_0] \cdot \mathbf{j} + [m \cdot z(u) + z_0] \cdot \mathbf{k}. \end{aligned} \quad (2)$$

Векторно-параметрическое уравнение прямой линии, проходящей через две точки можно записать в виде:

$$\mathbf{r}(v) = \mathbf{r}_1 + (\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_1) \cdot v,$$

где $-\infty \leq v \leq \infty$ – параметр;

$\mathbf{r}_1, \mathbf{r}_2$ – радиус-векторы первой и второй точки.

Подставив в это уравнение функциональные зависимости (1) и (2) для расчета точек на линиях L_1 и L_2 , получим уравнение искомой линейчатой поверхности:

$$\mathbf{r}(u, v) = \mathbf{r}(u) + [m \cdot \mathbf{r}(u) + \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}(u)] \cdot v = \mathbf{r}(u) + [(m-1) \cdot \mathbf{r}(u) + \mathbf{r}_0] \cdot v \quad (3)$$

или в явном параметрическом виде:

$$\begin{aligned} x(u, v) &= x(u) + [(m-1) \cdot x(u) + x_0] \cdot v; \\ y(u, v) &= y(u) + [(m-1) \cdot y(u) + y_0] \cdot v; \\ z(u, v) &= z(u) + [(m-1) \cdot z(u) + z_0] \cdot v. \end{aligned} \quad (4)$$

При значениях параметра $v = 0$ уравнение (4) описывает базовую линию L_1 ; при $v = 1$ – линию L_2 ; при $v \in [0, 1]$ – поверхность между линиями L_1 и L_2 .

2. Доказательство развертываемости

Докажем развертываемость поверхности (3).

Как известно, условием развертываемости поверхности, является равенство нулю значения полной (Гауссовой) кривизны в любой точке поверхности, а именно:

$$K = k_1 \cdot k_2 = \frac{L \cdot N - M^2}{E \cdot G - F^2} = 0, \quad (5)$$

где k_1, k_2 – главные кривизны; E, G, F – коэффициенты первой; а L, M, N – коэффициенты второй основных квадратичных форм поверхности.

Для выполнения условия (5) необходимо, чтобы равнялся нулю числитель, т.е. нам понадобятся только коэффициенты

$$L = \frac{[\mathbf{r}_{uu} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v]}{\sqrt{E \cdot G - F^2}}; \quad N = \frac{[\mathbf{r}_{vv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v]}{\sqrt{E \cdot G - F^2}}; \quad M = \frac{[\mathbf{r}_{uv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v]}{\sqrt{E \cdot G - F^2}}, \quad (6)$$

где, например

$$[\mathbf{r}_{uv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v] = \begin{vmatrix} \frac{\partial^2 x(u, v)}{\partial u \cdot \partial v} & \frac{\partial x(u, v)}{\partial u} & \frac{\partial x(u, v)}{\partial v} \\ \frac{\partial^2 y(u, v)}{\partial u \cdot \partial v} & \frac{\partial y(u, v)}{\partial u} & \frac{\partial y(u, v)}{\partial v} \\ \frac{\partial^2 z(u, v)}{\partial u \cdot \partial v} & \frac{\partial z(u, v)}{\partial u} & \frac{\partial z(u, v)}{\partial v} \end{vmatrix}. \quad (7)$$

Таким образом, условие (5) эквивалентно условию

$$[\mathbf{r}_{uu} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v] \cdot [\mathbf{r}_{vv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v] - [\mathbf{r}_{uv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v]^2 = 0. \quad (8)$$

Продифференцировав (3), получим:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \mathbf{r}(u, v)}{\partial u} &= [1 + (m-1) \cdot v] \cdot \frac{d \mathbf{r}(u)}{du}; \\ \frac{\partial \mathbf{r}(u, v)}{\partial v} &= (m-1) \cdot \mathbf{r}(u) + \mathbf{r}_0; \\ \frac{\partial^2 \mathbf{r}(u, v)}{\partial u^2} &= [1 + (m-1) \cdot v] \cdot \frac{\partial^2 \mathbf{r}(u)}{du^2}; \\ \frac{\partial^2 \mathbf{r}(u, v)}{\partial v^2} &= 0; \\ \frac{\partial^2 \mathbf{r}(u, v)}{\partial u \cdot \partial v} &= (m-1) \cdot \frac{d \mathbf{r}(u)}{du}. \end{aligned} \quad (9)$$

Равенство нулю вторых частных производных по v позволяет сделать вывод о том, что $[\mathbf{r}_{vv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v] = 0$.

Поэтому для доказательства условия (8) достаточно, чтобы был равен нулю определитель $[\mathbf{r}_{uv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v]$. Подставив в (7) значения (9) и обозначив $m_1 = m - 1$, получим:

$$[\mathbf{r}_{uv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v] = \begin{vmatrix} m_1 \cdot \frac{dx(u)}{du}; & [1+m_1 \cdot v] \cdot \frac{dx(u)}{du}; & m_1 \cdot x(u) + x_0 \\ m_1 \cdot \frac{dy(u)}{du}; & [1+m_1 \cdot v] \cdot \frac{dy(u)}{du}; & m_1 \cdot y(u) + y_0 \\ m_1 \cdot \frac{dz(u)}{du}; & [1+m_1 \cdot v] \cdot \frac{dz(u)}{du}; & m_1 \cdot z(u) + z_0 \end{vmatrix}.$$

Вычислив определитель, получим $[\mathbf{r}_{uv} \mathbf{r}_u \mathbf{r}_v] = 0$.

Таким образом доказано, что линейчатая поверхность (4) – развертывающаяся.

Докажем теперь, что поверхность (4) является не только развертывающейся, но и конической. Для этого рассмотрим две произвольные прямые из множества образующих линейчатой поверхности (4), проходящие через точки с параметрами u_1 и u_2 .

Уравнение первой прямой имеет вид:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}(v) &= \mathbf{r}_1 + (\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_1) \cdot v = \\ &= \mathbf{r}(u_1) + [m \cdot \mathbf{r}(u_1) + \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}(u_1)] \cdot v. \end{aligned} \quad (10)$$

Уравнение второй прямой:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}(v) &= \mathbf{r}_1 + (\mathbf{r}_2 - \mathbf{r}_1) \cdot v = \\ &= \mathbf{r}(u_1) + [m \cdot \mathbf{r}(u_2) + \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}(u_2)] \cdot v. \end{aligned} \quad (11)$$

Решая совместно эти уравнения, определяем, что

при значении параметра $v = \frac{1}{1-m}$ прямые (10) и

(11) имеют точку пересечения Р с координатами

$$\mathbf{r}_P = \frac{\mathbf{r}_0}{1-m} \left(x_P = \frac{x_0}{1-m}; y_P = \frac{y_0}{1-m}; z_P = \frac{z_0}{1-m} \right). (12)$$

Так как координаты точки пересечения двух произвольных прямых не зависят от параметра u , то можно сделать вывод, что при $m \neq 1$ точка P единственная для всех прямых, образующих линейчатую поверхность, а это означает, что уравнение (4) в общем случае описывает *коническую поверхность*. При этом точка P является вершиной конической поверхности.

В частных случаях:

при $m = 1$, точка пересечения отсутствует (знаменатель в зависимостях (12) обращается в нуль), а поверхность (4) становится *цилиндрической*;

при $m = 0$, линия L_2 вырождается в точку и вершиной конической поверхности становится точка T_0 .

3. Пример развращивающейся поверхности

Проведем численный эксперимент, иллюстрирующий на примере теоретические выкладки.

Построим произвольную пространственную кривую L_1 , образованную пересечением прямого кругового цилиндра, ось вращения которого наклонена на 10° к оси Y , и поверхности, полученной вытягиванием замкнутой плоской кривой линии L_0 вдоль оси Z (рис. 1).

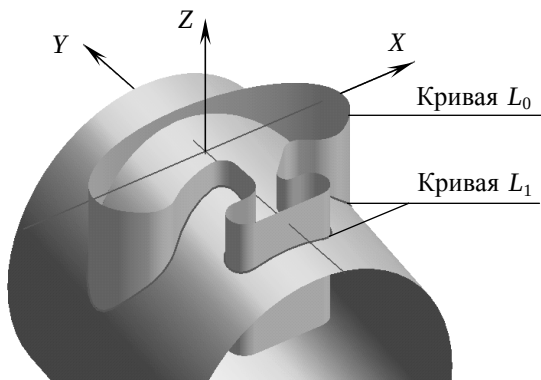


Рис. 1. Пример синтеза направляющей кривой L_1

Затем преобразуем эту кривую в кривую L_2 . Сначала построим в масштабе $1:2$ (коэффициент масштабирования $m = 0,5$), а затем перенесем в точку T_0

с координатами $X_0 = 15, Y_0 = -15, Z_0 = 50$ (рис. 2).

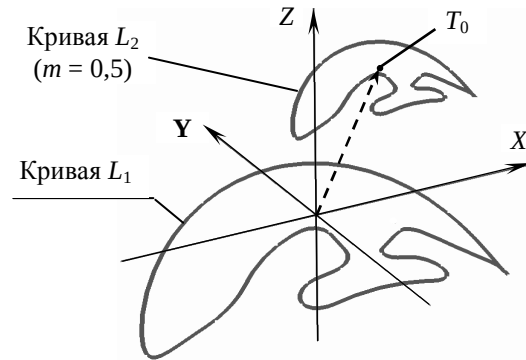


Рис. 2. Синтез вспомогательной кривой L_2

На базе кривых L_1 и L_2 построим линейчатую поверхность $\mathfrak{R}$ (рис. 3.), которая согласно вышеизложенному должна быть развращивающейся конической поверхностью.

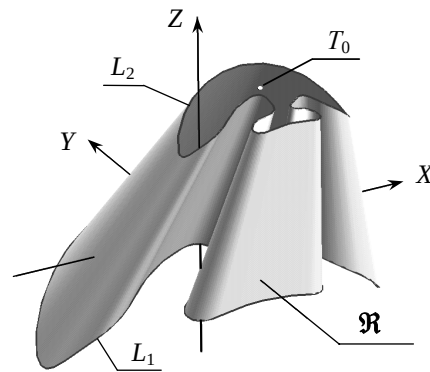


Рис. 3. Построение линейчатой поверхности

Приведенная на рис. 4 развртка поверхности $\mathfrak{R}$, экспериментально доказывает утверждение о развртываемости поверхности (3).

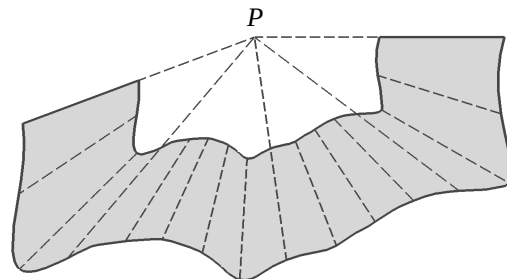


Рис. 4. Развртка поверхности $\mathfrak{R}$

Рис. 5 иллюстрирует, что поверхность $\mathfrak{R}$ – коническая, так как все её образующие прямые пересекаются в одной точке P . При этом координаты точки

$P (X_p = 30, Y_p = -30, Z_p = 100)$ соответствуют координатам, рассчитанным по формулам (12), что также является экспериментальным подтверждением теоретических результатов.

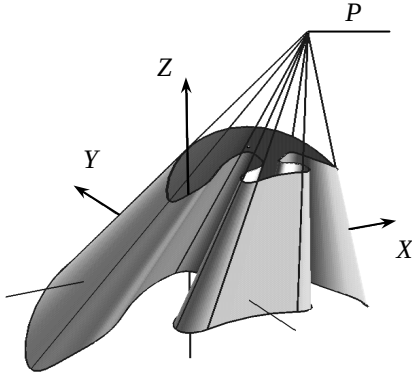


Рис. 5. Иллюстрация конической поверхности

4. Кусочно-коническая поверхность

Дальнейшие рассуждения связаны с предположением о возможности построения развортывающейся поверхности, состоящей из нескольких конических или цилиндрических поверхностей, последовательно сопряженных друг с другом по образующей. Назовем такую поверхность *кусочно-конической*.

Для вывода уравнения этой поверхности разобьем исходную направляющую линию (1) произвольным образом на n участков

$$a = u_0 < u_1 < u_2 < \dots < u_n = b;$$

$$\ell_i \in L_1, \quad u \in [u_{i-1}, u_i], \quad i = 1 \dots n.$$

Каждому участку ℓ_i поставим в соответствие свой коэффициент масштабирования m_i и вектор параллельного переноса $\vec{r}_i$.

Тогда с учетом (3), уравнение кусочно-конической поверхности можно записать в следующем виде:

$$\mathbf{r}(u, v) = \mathbf{r}(u) + v \cdot \sum_{i=1}^n \delta_i \cdot [(m_i - 1) \cdot \mathbf{r}(u) + \mathbf{r}_i], \quad (13)$$

где δ_i – символ Кронекера,

$$\delta_i = \begin{cases} 1, & (u_{i-1} \leq u < u_i) \vee u = u_n; \\ 0, & (u < u_i \vee u \geq u_{i+1}) \wedge u \neq u_n. \end{cases}$$

Очевидно, что независимый выбор векторов па-

раллельного переноса $\vec{r}_i$, приведет к получению разорванной поверхности, состоящей из n отдельных "лепестков", "склеенных" между собой в точках $\vec{r}(u_i)$, принадлежащих направляющей кривой L_1 .

Для получения непрерывной кусочно-конической поверхности необходимо, чтобы на границах участков совпадали образующие прямые.

С учетом (2) и (3) это условие можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} \mathbf{r}(u_i) + [m_i \cdot \mathbf{r}(u_i) + \mathbf{r}_i - \mathbf{r}(u_i)] \cdot v &= \\ = \mathbf{r}(u_i) + [m_{i+1} \cdot \mathbf{r}(u_i) + \mathbf{r}_{i+1} - \mathbf{r}(u_i)] \cdot v. \end{aligned}$$

Из данного уравнения найдем формулы для расчета параметров векторов $\mathbf{r}_i$, если задан один произвольный вектор $\vec{r}_j = \vec{r}_0, \quad 1 \leq j \leq n$;

$$\mathbf{r}_i = \begin{cases} (m_{i+1} - m_i) \cdot \mathbf{r}(u_i) + \mathbf{r}_{i+1}, & i = \overline{j-1, 1}; \\ (m_{i-1} - m_i) \cdot \mathbf{r}(u_i) + \mathbf{r}_{i-1}, & i = \overline{j+1, n}. \end{cases} \quad (14)$$

5. Пример кусочно-конической поверхности

Приведем пример синтеза кусочно-конической поверхности. Разобьем кривую L_1 на четыре участка, как показано на рис. 6. Координаты граничных точек $x(u_i), y(u_i), z(u_i) \quad i = 1, \dots, 4$, соответствующих значениям параметра u_i , и значения коэффициентов масштабирования m_i приведены в табл. 1.

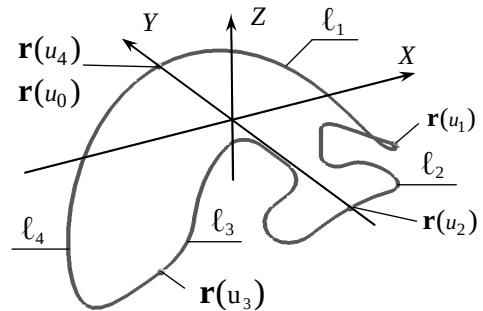


Рис. 6. Направляющая кривая кусочно-конической поверхности

Вектор параллельного переноса первого участка выбран как в первом примере: $\mathbf{r}_1 = (15, -15, 50)$.

Координаты остальных векторов переноса (см. табл. 1) рассчитаны по формулам (14).

Таблица 1
Параметры кусочно-конической поверхности

i	m_i	$x(u_i)$	$y(u_i)$	$z(u_i)$	x_i	y_i	z_i
1	0,5	39,58	-15,28	-19,01	15	-15	50
2	0,25	0	-40	-6,55	24,9	-18,82	45,25
3	1	-39,58	-15,28	-19,01	24,9	11,18	50,16
4	0,5	0	25	4,91	5,11	3,54	40,66

На основании этих данных построим кусочно-коническую поверхность (рис. 7) и её развертку (рис. 8). Необходимо обратить внимание на то, что векторы переноса первого и последнего участка не равны между собой. Это означает, что кусочно-коническая поверхность, построенная на базе замкнутой направляющей кривой L_1 , будет разомкнутой

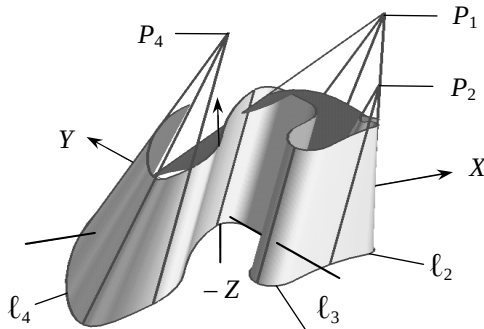


Рис. 7. Кусочно-коническая поверхность

Отсутствие в синтезируемой поверхности вершины P_3 означает, что третий участок – это цилиндрическая поверхность. Это соответствует теоретическим выводам, т. к. коэффициент масштабирования этого участка был задан равным единице ($m_3 = 1$).

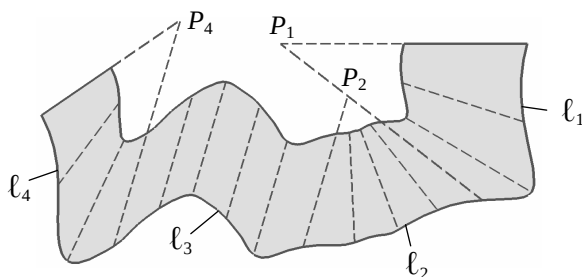


Рис. 8. Развертка кусочно-конической поверхности

Выводы

Разработан метод синтеза развертывающихся поверхностей, основанный на управлении геометрии

ей линейчатой поверхности при помощи операций масштабирования и параллельного переноса базовой кривой фасонной поверхности.

Использование других операций управления геометрией приводит к формированию неразвертывающейся поверхности.

Доказано, что данный метод можно использовать для синтеза кусочно-конических поверхностей, состоящих из произвольного числа различных звеньев.

Несмотря на то, что метод не выходит за пределы класса конических поверхностей, использование этого метода и множества варьируемых коэффициентов (n, m_i, r_0) предоставляет конструктору изделий машиностроения широкие возможности при синтезе развертывающихся поверхностей.

Литература

1. Сорокин В. Ф. Методология расчета управляющих программ фрезерования развертывающихся фасонных поверхностей на пятикоординатных станках с ЧПУ // Вісті Академії інженерних наук України. – 2006. – № 3(30). – С. 100-104.
2. Сорокин В.Ф., Леховицер В.А., Мозговой В.Ф. Битангенциальная обработка фасонных поверхностей на пятикоординатных станках с ЧПУ // Технологические системы. – 2001. – № 3 (9). – С. 30-36.
3. Сорокин В. Ф., Мозговой В. Ф. Повышение производительности и качества формообразования лопаточных моноколес при фрезеровании на станках с ЧПУ // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2004. – Вып. 21. – С. 27-34.
4. Никулин Е. А. Компьютерная геометрия и алгоритмы машинной графики. – С.-Пб.: БХВ-Петербург, 2005. – 576 с.

Поступила в редакцию 28.05.2008

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

УДК 621.01:621.833:24

Ю.С. ЕЛИСЕЕВ¹, В.И. ДЗЮБА², П.П. БОНДАРЕНКО¹, В.Л. ДОРОФЕЕВ¹¹ФГУП «ММПП «САЛЮТ», Москва, Россия²ЗАО «МСЗ-САЛЮТ», Москва, Россия

ВЫСОКОТОЧНЫЕ СТАНКИ ФГУП «ММПП «САЛЮТ» ДЛЯ ШЛИФОВАНИЯ МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС ДВИГАТЕЛЕЙ

Более 90% станков для шлифования шеверов и долбяков, и более 50% станков для обработки зубчатых колес, применяемых в настоящее время во всех странах СНГ, изготавливались на Московском заводе шлифовальных станков, станки такого типа изготавливаются в настоящее время в станкостроительном подразделении ФГУП «ММПП «Салют». Приведены технические характеристики новых станков для шлифования высокоточных зубчатых колес 3-4 степени точности. Приведены протоколы измерения зубчатых колес, изготовленных на станках ФГУП «ММПП «САЛЮТ». Описаны математические основы измерительной системы станка и рассмотрены конструкторско-технологические вопросы управления модификацией зубчатых колес.

станки зубошлифовальные, колеса зубчатые, ФГУП «ММПП «САЛЮТ», модификация, степень точности

Введение

Более 90% станков для шлифования шеверов и долбяков, и более 50% станков для обработки зубчатых колес, применяемых в настоящее время во всех странах СНГ, изготавливались на Московском заводе шлифовальных станков, станки такого типа изготавливаются в настоящее время в станкостроительном подразделении ФГУП «ММПП «Салют». В настоящее время предприятие приступило к выпуску многофункциональных зубошлифовальных станков, таких как 5А868, 5А868Д и МШ 397, позволяющих шлифовать эвольвентные зубчатые колеса как наружного, так и внутреннего зацепления (рис.1).

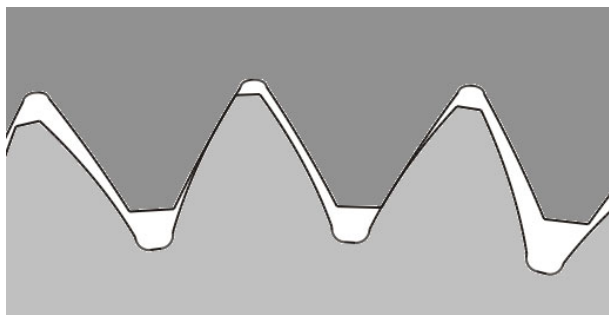


Рис. 1. Зубчатое зацепление, составленное из колес внешнего и внутреннего зацепления, шлифуемых на станке 5А868

1. Особенность новых зубошлифовальных станков

Новые зубошлифовальные станки отличаются тремя особенностями: во-первых, отличаются высокой точностью; во-вторых, имеют встроенную измерительную систему; в-третьих, имеют развитое математическое обеспечение

1.1. Обеспечение высокой точности. Высокая точность зубошлифовальных станков обеспечивается как традиционными методами, так и оснащением станков прецизионными измерительными и управляющими системами ведущих фирм мира.

Качество зубчатых колес характеризуется большим числом показателей. Например, при обработке зубчатого колеса с внутренним зацеплением $m = 6$, $z = 75$ на станке 5А868Д, представленной на московской выставке Металлообработка 2008 погрешности не превышали 4 степени точности по DIN 3962, а по большинству показателей точности соответствовали 1...2 степени точности. Таким образом, по ряду показателей точности станки МСЗ-САЛЮТ позволяли получить столь высокую точность, которая даже не нормируется ГОСТ 1643-81 (табл. 1).

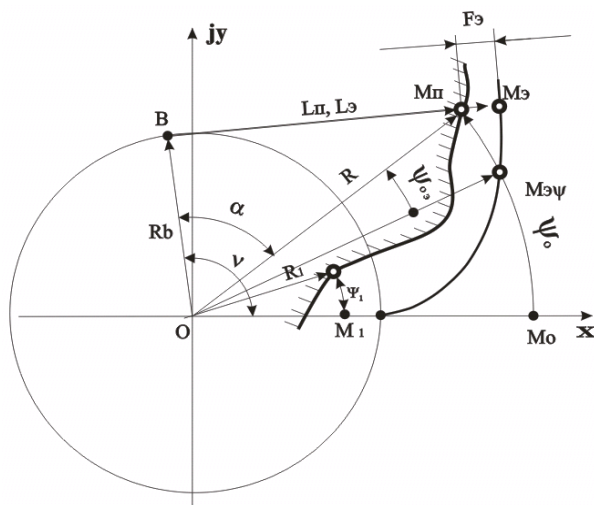
Таблица 1

Показатели точности

		Act.value	Qual.
Worst pitch variation	fp max	2.1	2
Worst spacing variation	fu max	3.5	3
Range of Pitch Error	Rp	3.9	
Total index variation	Fp	6.3	1
Total index var, with.sector	Fpz/8	4.8	1
Profil	Fα	4.6-5.5	4

1.2. Решение проблемы измерения зубчатых колес с модифицированным профилем. Профиля зубьев модифицированных колес имеет сложный, отличающийся от эвольвентного профиль.

Функция отклонения профиля определена как отображение множества значений расстояний от центра колеса до текущей точки в множество угловых отклонений точек профиля от номинальной линии. Так, для точек профиля M и M_1 аргументами функции являются радиусы R и R_1 , а значениями функции – углы ψ_0 и ψ_1 (рис. 2).

Рис. 2. Схема измерения отклонения профиля f :

$R \rightarrow$ (R – независимая переменная функции отклонения профиля, Ψ – зависимая переменная)

Угловое отклонение точек профиля может измеряться от любой номинальной линии. В качестве номинальной линии используется эвольвента окружности. Но этот способ нельзя применять для колес со шлифуемой впадиной зуба, профиль галтели которых пересекает основную окружность. В этом случае измерение выполняется от линии, составленной из прямой и эвольвенты.

Этот случай, показанный на рис. 2, рассматривается ниже как основной.

Если измерение выполняется на эвольвентном участке профиля на расстоянии R центра и при этом угол до точки касания равен ψ_0 , то отклонение профиля в традиционной эвольвентной системе отсчета будет определяться по следующим из рис. 2 формулам:

$$F_{\psi}(\nu) = L_{\psi} - L_n, \quad (1)$$

где $L_{\psi} = Rb * \nu$; $\nu = \alpha + \psi_0$; $\alpha = \arctg(L_n / Rb)$;

$$L_n = \sqrt{R^2 - Rb^2}.$$

Здесь Rb – радиус основной окружности.

При выводе графика отклонения профиля

$$R \in (Rp \dots Ra),$$

где Ra – радиус окружности вершин; Rp – радиус нижних точек активного профиля.

При программировании станка решается обратная задача по заданным отклонениям профиля F_{ψ} и соответствующим углам развернутости ν определяются радиусы точки профиля R и требуемая угловая координата ψ_0 :

$$R = \sqrt{Rb^2 + (Rb * \nu - F_{\psi})^2}, \quad \psi_0 = \nu - \alpha,$$

где α определяется по формулам (1)

Координаты номинальной линии профиля, состоящей из комбинации прямой и эвольвенты, определяются вектор-функцией

$$\begin{aligned} R^0(\nu) &= Rb(1 - j\nu) \exp(j\nu), \quad \text{если } \nu \geq 0; \\ R^0(\nu) &= Rb \cos \nu, \quad \text{если } \nu < 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где ν – аргумент вектор-функции номинальной линии; j – мнимая единица.

В общем случае для расчета координат действительного профиля применяются вектор-функция

$$R(\nu) = R^0(\nu) \exp(j\psi), \quad (3)$$

которая каждому значению аргумента ставит в соответствие проекции точки M на оси координат, выраженные комплексной функцией $R(\nu)$.

1.3. Особенности дополнительного программного обеспечения зубошлифовальных станков типа 5A868. Программное обеспечение станка 5A868 позволяет выводить измерительные данные

об обрабатываемых зубчатых колесах. Это позволяет существенно повысить качество настройки станка, эффективность обработки и выполнять правку шлифовального круга, только в обоснованных расчетом случаях.

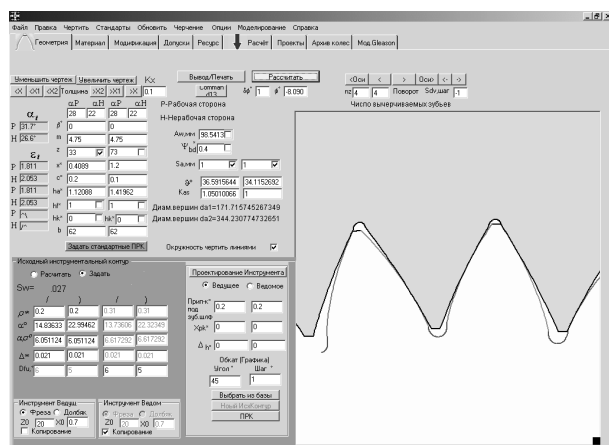


Рис. 3. Панель данных программы ASGEARS для расчета геометрии зубчатых передач с симметричными и асимметричными зубьями

Большое значение в обеспечении качества зубчатых колес имеет моделирование процессов, протекающих в зубчатых передачах при учете тех реальных отклонений, которые фактически получены при обработке. Если результаты моделирования показывают, что ожидаемая работоспособность зубчатых колес будет неудовлетворительной, то остается возможность, не снимая зубчатое колесо со станка, перешлифовать колесо с увеличенным числом правок шлифовального круга, либо уточнить геометрию модификации профиля и после этого перешлифовать колесо.

Математика, применяемая для моделирования, реализована в программе ФГУП «ММПП «Салют» ASGEARS и в программе динамики POLIGON, вызываемой из программы ASGEARS [1]. Этот программный комплекс включает следующие алгоритмы:

1. Расчет геометрии в программе ASGEARS выполняется методом обобщающих параметров, позволяющим моделировать как стандартные передачи, так и передачи с увеличенной плавностью работы и высокими углами давления, малыми числами зубьев и т.д. Метод описан в работах [1 – 3].

2. Модификация профиля зубьев учитывается существенно расширенными методами. С помощью панели модификации, показанной рис. 4 можно передать в станок 5A868 координаты точек профиля, которые будут компенсировать деформацию на участках кромочного зацепления и фазах перехода от одно к двухпарному контакту. Это вопрос рассмотрен в работах [5 – 8].

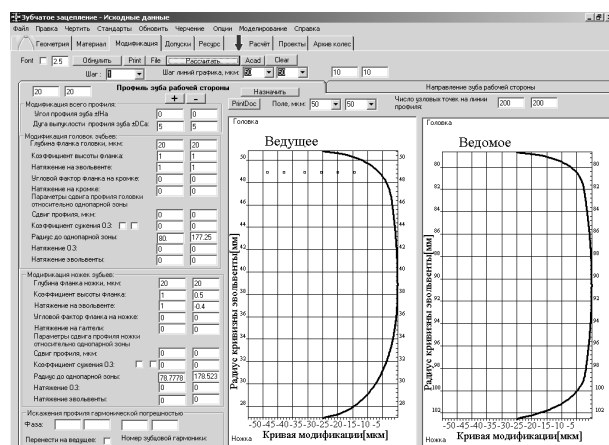


Рис. 4. Панель расширенного ввода данных о модификации профиля зубьев

3. Алгоритм решения задачи расчета фактической погрешности колес, в котором по результатам измерений отклонения профиля определяются точки контакта и многозначная кинематическая погрешность, отражающая погрешность движения каждого зуба основан на минимизации целевой функции. Так, если ведущее колесо находится в некотором положении, а ведомое колесо в соответствующем номинальном положении, то расстояние между профилями колес, измеренное на разных расстояниях от центра ведомого колеса будет различным. (рис. 5.).

Если определить это расстояние методами, разработанными в работах [9, 10], то дополнительный угол поворота ведомого колеса, при котором профили пересекаются, будет на том радиусе, которое соответствует точке контакта, а текущее значение кинематической погрешности определится углом поворота ведомого колеса от номинального положения до положения контакта зубьев. Эта положение иллюстрируется на рис. 6, а угол поворота будет являться

значением кинематической погрешности рассматриваемой пары зубьев в заданной фазе зацепления.

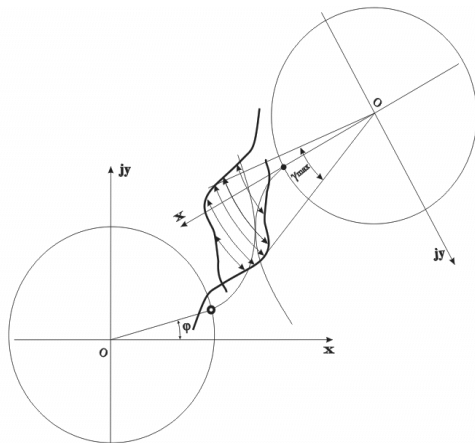


Рис. 5 Схема исходного положения колес при определении координат фактической точки контакта

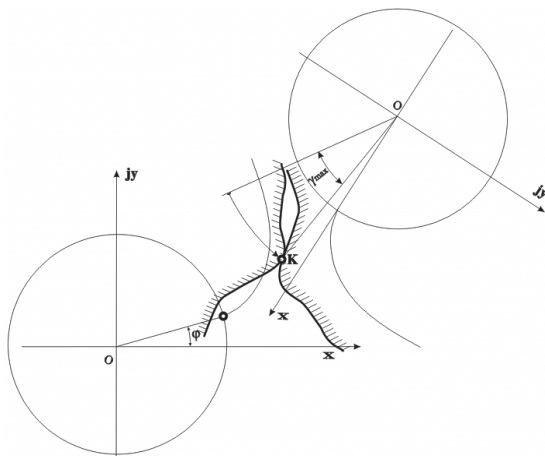


Рис. 6. Итоговое положение колес, после определения точки контакта К

Повторяя описанную процедуру для всех угловых положений ведущего колеса для всех зубьев, определится кинематическая погрешность пары колес.

2. Наладка шлифовального станка методом обратной связи

Зубчатые колеса двигателей имеют высокую точность. Определить допускаемые отклонения профиля зубчатых колес, которые имеют модификацию, очень сложно, а иногда и невозможно.

Радикальным решением проблемы может стать коррекция наладки стана по данным моделирования напряжений и вибраций с учетом реальных отклонений, полученных после обработки деталей.

Рассмотрим этот вопрос на примере.

Для зубчатого колеса, кинематическая погрешность которого показана на рис. 7 ход контактных напряжений будет иметь вид, показанный на рис. 8.

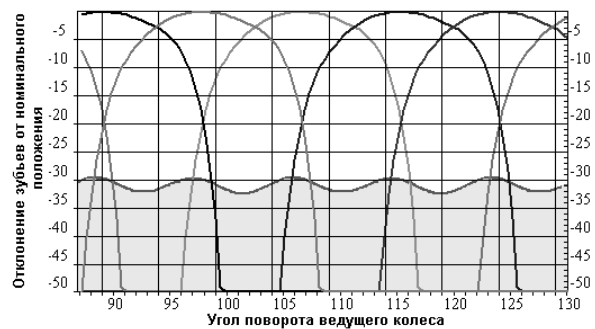


Рис. 7. Кинематическая погрешность

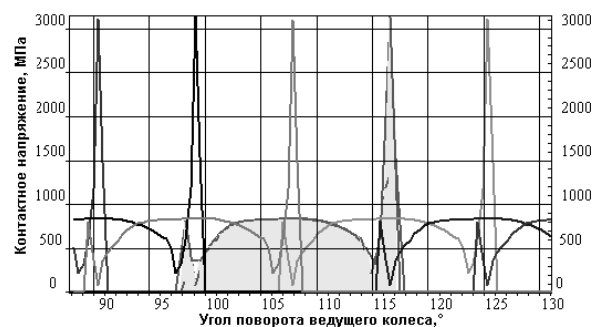


Рис. 8. Контактные напряжения на зубьях с кинематической погрешностью, показанной на рис. 7

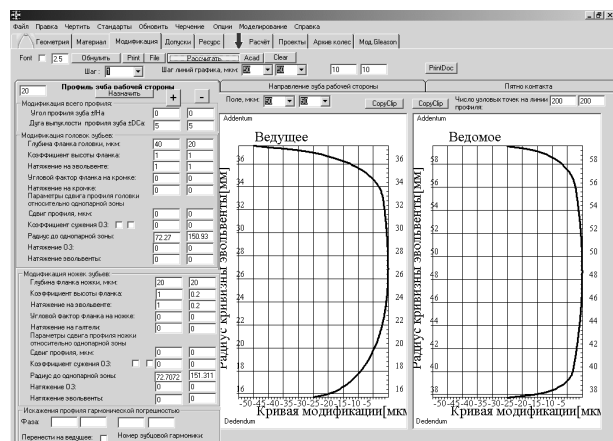


Рис. 9. Панель ввода данных о модификации.
На вершине зуба ведущего колеса глубина модификации увеличена

Видно, что на выходе зубьев из зацепления имеются пики контактных напряжений до 3000 МПа. При таких напряжениях будут происходить контактные разрушения поверхности зубьев. Такое колесо нельзя устанавливать в изделие. Необходимо увеличить глубину модификации головки зуба ве-

дущего колеса. Для чего вносится изменение в наладку станка (рис. 9).

После внесения изменений в наладку станка по результатам моделирования контактные напряжения уменьшились более чем в три раза и не превышают допускаемых значений (рис. 10)

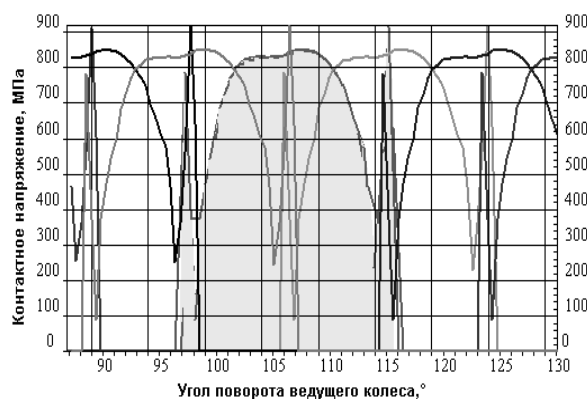


Рис. 10. Контактные напряжения после изменения наладки станка

Выводы

Конструкция новых зубошлифовальных станков ФГУП «ММПП «Салют» типа 5А868 допускает гибкую настройку для производства высоконагруженных и высокоскоростных зубчатых колес двигателей. Программное обеспечение станков обеспечивает сквозную линию конструкторского, технологического и метрологического проектирования зубчатых передач двигателей.

Литература

1. Программа AsGears – Расчет авиационных цилиндрических зубчатых передач. Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2005613152 от 6 декабря 2005 г.
2. Вулгаков Э.Б. Теория эвольвентных зубчатых передач. – М.:Машиностроение, 1995. – 320 с.
3. Вулгаков Э.Б., Дорофеев В.Л. Компьютерное проектирование эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах // Конверсия в машиностроении. – 2002. – С. 148-154.

4. Application of Gears With Asymmetric Teeth in Turboprop Engine Gearbox / A.S.Novikov, A.П. Paikin, V.L.Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L. Kapelevich // GearTechnology, January/February 2008. – P. 60-65.

5. Производство зубчатых колес газотурбинных двигателей: Произв-практ. издание / Ю.С. Елисеев, В.В. Крымов, И.П. Нежурин и др.; Под ред. Ю.С. Елисеева. – М.: Высш.шк., 2001. – 493 с.

6. Дорофеев В.Л. Технология производства высокопрочных зубчатых передач. Двойная модификация профиля зубьев // Конверсия в машиностроении. – 2001. – № 5. – С. 79-84.

7. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Основные принципы расчета неизнашивающихся авиационных зубчатых передач // Сборник докладов международного конгресса «Механика и трибология транспортных систем-2003» сентябрь 2003 г., в 2-х томах, Том 2. – Ростов-на-Дону: Рост. гос. ун-т путей сообщения. – 2003. – С. 232-235.

8. Поклад В.А., Дорофеев В.Л. Проектирование модифицированных авиационных зубчатых передач // Конверсия в машиностроении. – 2004. – № 3. – С. 36-40.

9. Дорофеев В.Л. Основы расчета нагрузок и напряжений, действующих в зацеплении цилиндрических передач // Вестник машиностроения. – 1983. – № 3. – С. 14-16.

10. Дорофеев В.Л. Уточненное определение динамических нагрузок в зубчатых передачах // Вестник машиностроения. – 1985. – № 8. – С. 45-47.

11. Дорофеев В.Л. Учет геометрических отклонений профиля в расчетах цилиндрических передач // Вестник машиностроения. – 1986. – № 12. – С. 27-28.

Поступила в редакцию 13.05.2008

Рецензенты: д-р техн. наук, проф. В.А Гейкин, ФГУП «ММПП «САЛЮТ»; канд. техн. наук В.С. Новиков, ФГУП «ММПП «САЛЮТ», Москва, Россия.

УДК 621.438.001 2 (02)

Н.Ф. МУСАТКИН, В.М. РАДЬКО*Самарский государственный аэрокосмический университет
им. академика С.П. Королёва, Россия***ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОБЛАСТЕЙ РАЦИОНАЛЬНЫХ УДЛИНЕНИЙ
СОПЛОВЫХ И РАБОЧИХ ВЕНЦОВ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ОСЕВЫХ
МАЛОРАЗМЕРНЫХ ТУРБИН СО СТУПЕНЯМИ СКОРОСТИ**

Поставлена задача улучшения технологичности конструкции осевых малоразмерных турбин (ОМТ) при сохранении уровня кпд. Обоснован выбор в качестве исследуемого параметра удлинения лопаточных венцов. Использованы для решения задачи по определению его влияния на кпд ОМТ методика и оборудование, разработанные в СГАУ. Приведены результаты расчётно-экспериментальных исследований по определению областей рациональных удлинений сопловых и рабочих венцов, во многом обуславливающих технологичность конструкции двух-трёхступенчатых осевых малоразмерных турбин со ступенями скорости как при полном, так и при парциальном подводе рабочего тела. Описаны физические причины влияния удлинения лопаточных венцов на эффективность рабочего процесса в ОМТ. Приводятся рекомендации для газодинамического проектирования указанных типов турбин, справедливые при степенях повышения давления $\pi_r = 10 \dots 20$, числах Маха $M_{15} = 1,6 \dots 2,2$ и Рейнольдса $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$.

турбина осевая малоразмерная, число ступеней, степень парциальности, параметр нагруженности, коэффициент полезного действия, аппараты сопловые, колеса рабочие, удлинение лопаток

1. Формулирование задачи

К числу основных геометрических параметров, определяющих облик проточной части осевых малоразмерных турбин (ОМТ), можно отнести

- удлинения лопаточных венцов $\bar{h}_{ji} = \frac{h_{ji}}{b_{ji}}$,

где h_{ji} – высота лопаток в i -ом сечении;

b_{ji} – хорда профилей лопаток сопловых или рабочих венцов;

индекс j указывает на принадлежность к сопловым или рабочим решёткам ОМТ;

- относительный шаг $\bar{t}_{ji} = \frac{t_{ji}}{b_{ji}}$,

где t_{ji} – шаг лопаток.

Удлинения $\bar{h}_{ji}$ в значительной степени определяют кпд турбины η_r , осевые габариты и массу турбинного двигателя, что особенно важно при проектировании многоступенчатых бортовых турбоприводов летательных аппаратов длительного функционирования.

От выбранного значения величины $\bar{h}_{ji}$ непосред-

ственно зависят хорды профилей лопаток b_{ji} , а поскольку относительный шаг $\bar{t}_{ji}$ выбирается в оптимальных пределах, то и шаг решёток t_{ji} . Последнее означает, что удлинения предопределяют число лопаток z_i в венце, во многом обуславливающее технологичность конструкции.

Учитывая изложенное, очевидно, что определение рациональных диапазонов $\bar{h}_{ji}$ как сопловых, так и рабочих венцов многоступенчатых ОМТ является актуальной задачей.

2. Решение задачи

К настоящему времени известны работы [6, 7], в которых приведены сведения по выбору удлинений $\bar{h}_{CAi}$ и $\bar{h}_{PKi}$ одно- и двухступенчатых ОМТ. При этом показано, что $(\bar{h}_{CAi})_{opt} = 0,2 \dots 0,3$ и $(\bar{h}_{PKi})_{opt} = 0,15 \dots 0,35$. Наличие оптимальных удлинений в венцах соплового аппарата (СА) и рабочего колеса (РК) авторы работы [6] связывают с перераспределением баланса потерь энергии в последних. В частности, при $\bar{t}_{ji} = const$ уменьшение $\bar{h}_{ji}$ обуславливает возрастание концевых и дисковых потерь, что со-

проводится снижением η_t . Но, с другой стороны, поток в межвенцовом зазоре становится более равномерным из-за увеличения абсолютной величины t_{CAi} , снижаются относительная шероховатость поверхности каналов и число лопаток в венцах, что сопровождается уменьшением профильных потерь энергии. В результате – η_t увеличивается. Противоположное влияние названных двух групп потерь энергии на η_t и определяет наличие $(\bar{h}_{ji})_{opt}$.

В работе [7] лишь отмечается, что при $\pi_t = 3 \dots 6$ и параметре нагруженности $Y_t = 0,1 \dots 0,2$ удлинения $\bar{h}_{CAi}$ и $\bar{h}_{PKi}$ для двухступенчатых ОМТ можно принимать такими же, как и для одноступенчатых ОМТ.

Для трёхступенчатых ОМТ рекомендации работ [6, 7] если и могут быть использованы, то лишь частично. Дело в том, что характерные диапазоны π_t и Y_t для выше указанных турбин отличаются количественно, а влияние степени парциальности ε на величины $\bar{h}_{ji}$ не рассматривалось.

Из этого следует, что надёжных рекомендаций по выбору $(\bar{h}_{ji})_{opt}$ нет не только для многоступенчатых

ОМТ, но даже и для одноступенчатых при $\varepsilon < 1$. Для восполнения пробела в СГАУ были проведены обширные экспериментальные исследования.

В качестве объекта исследования использовалась трёхступенчатая турбина блочной конструкции, которая описана в работах [4, 5]. Блочная конструкция ОМТ позволяла изменять количество ступеней и испытывать турбину как одноступенчатую, так и двухступенчатую, и, наконец, как трёхступенчатую. Турбина имела типовое значение среднего диаметра $D_{cp} = 8 \cdot 10^{-2}$ м, высоты лопаток СА первой ступени $h_{CA1} = 1 \cdot 10^{-3}$ м и работала в диапазонах $\pi_t = 10 \dots 20$ и $Y_t = 0,05 \dots 0,2$. Рабочим телом являлся сжатый воздух с параметрами состояния: $p_0^* = (10 \dots 20) \cdot 10^2$ кПа и $T_0^* = (280 \dots 320) K$, что соответствовало числам Маха $M_{1s} = 1,6 \dots 2,2$ и Рейнольдса – $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$.

Исследования проводились на тормозном стенде [2], который позволяет получать интегральные характеристики опытных ОМТ в виде зависимостей

$$\eta_t = f(Y_t, X_1, X_2, X_3, \dots, X_{10}),$$

где X_i – исследуемый параметр с наиболее вероятной погрешностью $\pm 1,5\%$.

Методика проведения эксперимента схематично показана на рис. 1, а, б. Изменение удлинений $\bar{h}_{CAi}$ и $\bar{h}_{PKi}$ достигалось за счёт увеличения соответствующих значений хорд профилей b_{CAi} и b_{PKi} (рис 1, б). При этом оптимальные значения относительного шага решёток $(\bar{t}_{CAi})_{opt}$ и $(\bar{t}_{PKi})_{opt}$ выдерживались постоянными посредством изменения абсолютных значений шага решёток профилей t_{CAi} и t_{PKi} , а, следовательно, и числа лопаток в венцах z_{CAi} и z_{PKi} .

При изготовлении профилей колёс как СА, так и РК всех без исключения ступеней, соблюдалось геометрическое подобие, что достигалось соответствующим масштабом на пантографе копировально-фрезерного станка. Величина масштаба всякий раз определялась отношением b_i/b_0 , где b_i – значение хорды профиля при произвольной величине $\bar{h}_{ji}$; b_0 – величина хорды профиля лопаток для предельного удлинения $\bar{h}_{max}$, соответствующего минимально

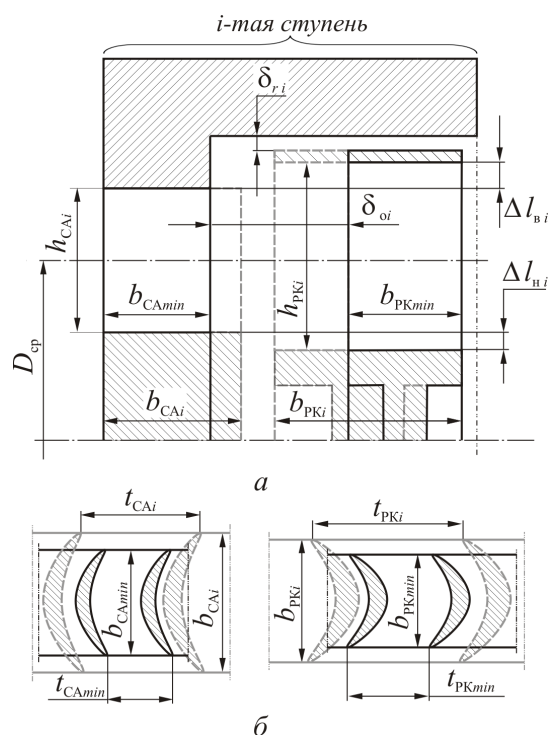


Рис. 1. Схема проведения исследований по влиянию $\bar{h}_{CAi}$ и $\bar{h}_{PKi}$ на η_t ОМТ: а – монтажная схема блока отдельной ступени; б – схема изменения удлинений $\bar{h}_{CAi}$ и $\bar{h}_{PKi}$

возможному (по условиям изготовления) значению абсолютного шага $t_{ji \min}$.

Известно, что шаг решеток t_{ji} определяется отношением $a_{2CA}/\sin(\alpha_{1L})$ для СА или $a_{2PK}/\sin(\beta_{2L})$ – для РК [5], где a_{rj} – ширина горла межлопаточного канала; α_{1L} , β_{2L} – конструктивные углы выходных кромок сопловых и рабочих венцов соответственно.

Минимальное значение a_{rj} по условиям изготовления не может быть менее $1 \cdot 10^{-3}$ м, а типовые значения углов α_{1L} , β_{2L} лежат в пределах $20 \dots 25^\circ$. В результате величина $t_{ji \min} = (4,5 \dots 4,6) \cdot 10^{-3}$ м и соответствовала $b_0 = (6,8 \dots 7,0) \cdot 10^{-3}$ м.

Все основные геометрические соотношения прочной части ОМТ (рис. 1, а) (верхние и нижние перекрыши Δ_v и Δ_n , относительные осевые и радиальные зазоры $\bar{\Delta}_o$ и $\bar{\Delta}_r$, формы профилей лопаток) выполнялись в соответствии с рекомендациями [6] и оставались неизменными для всех опытных вариантов $\bar{h}_{ji}$. Опыты проводились как при полном ($\varepsilon = 1$), так при парциальном ($\varepsilon < 1$) подводах рабочего тела. При исследовании ОМТ с $\varepsilon < 1$ оптимальные значения параметров парциального подвода в ступенях $(\varepsilon_I/\varepsilon_{II})$ и $(\varepsilon_{II}/\varepsilon_{III})$ выбирались по данным [4], относительного шага $(\bar{t}_{ji})_{opt}$ – по [5].

На первом этапе исследовалось влияние удлинения лопаток РК первой ступени $\bar{h}_{PKI}$ на КПД $\eta_{тI}$. Удлинение лопаток СА первой ступени при этом составляло $\bar{h}_{CAI} = 0,3$ и в процессе опытов данного этапа не изменялось. Как подтверждение физической картины этому можно принять разъяснения [7], что в активных турбинах срабатывание всего теплосбора именно в первом СА определяет удлинение $\bar{h}_{CAI}$ посредством газодинамических предпосылок, которое не может варьироваться в широких пределах без заметного снижения $\eta_{тI}$. Для экспериментов было изготовлено семь РК первой ступени с различными удлинениями от 0,35 до 0,1.

В первой серии опытов блоки второй и третьей ступеней были сняты с общего вала, и их влияние не

сказывалось на результатах исследования. Величина ε_I изменялась от 0,06 до 1,0.

Для каждой степени парциальности при разных РК и, соответственно, $\bar{h}_{PKI}$ определялись характеристики $\eta_{тI} = f(Y_t)$. Полученные зависимости при изменении π_t во всем исследуемом диапазоне сравнивались между собой согласно условиям: $Y_t = const$ и $\varepsilon_I = const$.

На основании первичного анализа были получены зависимости $\eta_{тI} = f(\varepsilon_I, \bar{h}_{PKI})$ при различных π_t и Y_t .

Аналогичная последовательность проведения опытов наблюдалась и при изучении влияния $\bar{h}_{PKII}$ на $\eta_{тII}$ двухступенчатой ОМТ и $\bar{h}_{PKIII}$ на $\eta_{тIII}$ трехступенчатой ОМТ. Очевидно, что соотношения $(\varepsilon_I/\varepsilon_{II})$ и $(\varepsilon_{II}/\varepsilon_{III})$ выдерживались согласно рекомендациям [4].

Полный анализ кривых показал, что качественно вид опытных зависимостей остаётся одинаковым для всего диапазона характерных параметров: $\pi_t = 10 \dots 20$; $Y_t = 0,05 \dots 0,2$ и $\varepsilon_I = 0,06 \dots 1,0$.

На рис. 2, а, б приведена обобщённая зависимость $\eta_t = f(\varepsilon_I, \bar{h}_{PKI})$ для наиболее характерных значений $\pi_t = 15$ и $Y_t = 0,2$. Оптимальный диапазон удлинений $\Delta(\bar{h}_{PKI})_{opt}$ ограничивается справа сплошной линией $\bar{h}_{PKI \max} = const$ при значении последнего параметра, равном 0,37, а слева – пунктирной линией, за левым пределом которой снижение η_t составляло более 1,5% (абс.), то есть более погрешности эксперимента. Предложено называть эту линию границей оптимальных диапазонов удлинений лопаточных венцов.

Зависимости, представленные на рис. 2, а, б, позволяют оценить влияние многоступенчатости преобразования энергии в ОМТ на максимальную величину КПД $\eta_{т \max}$ при $\varepsilon_I = 0,5 \dots 1,0$. Можно утверждать, что $\eta_{т \max}$ не зависит от изменения $\bar{h}_{PKI}$ в диапазоне $0,2 \dots 0,36$, от $\bar{h}_{PKII}$ – в диапазоне $0,18 \dots 0,36$ и от $\bar{h}_{PKIII}$ – на отрезке от 0,17 до 0,36. Пределы $\Delta(\bar{h}_{PKI})_{opt}$ сохраняются для всех значений $\varepsilon_I \geq 0,5$.

Опытные характеристики $\eta_t = f(\varepsilon_I, \bar{h}_{PKI})$ показали так же, что интенсивность изменения η_t за гра-

ницей оптимальных диапазонов снижалась с уменьшением ε_1 . К примеру, относительное падение η_T для РК I при уменьшении предельного значения $\Delta(\bar{h}_{PKI})_{opt}$ на 25% (рис. 2, а) составляло 10,2% при $\varepsilon_1 \geq 0,5$ и всего лишь 3,5% при $\varepsilon_1 = 0,06$.

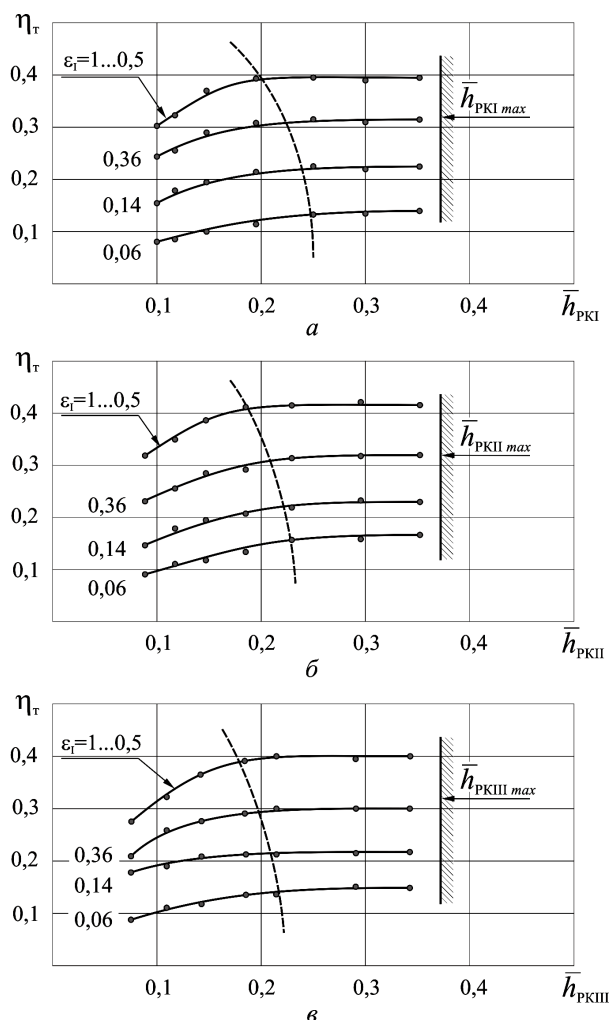


Рис. 2. Влияние удлинения рабочих венцов при $\pi_T = 15$ и $Y_T = 0,2$ и $\varepsilon = var$ на η_T :
а – одноступенчатых; б – двухступенчатых,
в – трёхступенчатых ОМТ

Такая тенденция изменения η_T оставалась характерной и для других колёс (РК II и РК III, рис. 2, б, в). Объяснить её можно следующим образом. При $\varepsilon_1 \geq 0,5$ потери энергии рабочего тела при растекании его на концах дуги подвода невелики в сравнении с концевыми потерями энергии. Поэтому, снижение $\bar{h}_{PKi}$ от предельного значения $(\bar{h}_{PKI})_{max} = 0,2$, вызывая заметный рост концевых потерь энергии, определяет интенсивность изменения η_T . При $\varepsilon_1 \leq 0,5$

влияние потерь энергии от растекания рабочего тела на концах дуги подвода становится более весомым [7]. Как следствие, изменение $\bar{h}_{PKi}$ в тех же пределах, что и в случае $\varepsilon_1 \geq 0,5$, вызывает снижение потерь энергии рабочего тела от растекания, которое заметно компенсирует рост концевых потерь. В результате интенсивность трансформаций величин η_T снижается.

При анализе зависимостей $\eta_T = f(\varepsilon_1, \bar{h}_{PKi})$ обращает на себя внимание следующая особенность. С уменьшением ε_1 диапазон оптимальных значений $\Delta(\bar{h}_{PKi})_{opt}$ суживается. Например, для РК I при $\varepsilon_1 \geq 0,5$ величина $\Delta(\bar{h}_{PKI})_{opt} = 0,2 \dots 0,36$, а при $\varepsilon_1 = 0,06$ этот диапазон составляет $0,25 \dots 0,36$. Качественно такое же поведение кривых характерно для РК II и РК III. Это можно объяснить только тем, что при малых $\varepsilon_1 < 0,4$ баланс потерь энергии (концевых, на трение, выколачивание и растекание на концах дуги подвода) сохраняется в меньших пределах из-за начинающегося проявления дисковых потерь энергии при более широких венцах [7], что соответствует более низким удлинениям $\bar{h}_{PKi}$.

Влияние удлинений СА II и СА III изучалось в той же последовательности и по той же методике, что и рабочих венцов.

Приведенный первичный анализ позволил построить обобщённые кривые $\eta_T = f(\varepsilon_1, \bar{h}_{CAi})$. Установлено, что качественный характер последних одинаков в диапазонах $\pi_T = 10 \dots 20$; $Y_T = 0,05 \dots 0,2$. Для $\pi_T = 15$ и $Y_T = 0,2$ такие зависимости приведены на рис. 3, а, б, из которых следует, что при $\varepsilon_1 \geq 0,5$ величина $\Delta(\bar{h}_{CAi})_{opt}$ одинакова как для второй, так и для третьей ступеней и находится в пределах $0,2 \dots 0,35$. Указанный предел практически полностью при $\varepsilon_1 \geq 0,5$ соответствует оптимальным удлинениям $\Delta(\bar{h}_{PKi})_{opt}$ (рис. 2, а...в), что означает справедливость начального предположения об аналогичном влиянии потерь энергии рабочего тела в

сопловых и рабочих венцах ОМТ со ступенями скорости. Дополнительным подтверждением служит сужение диапазона $\Delta(\bar{h}_{CAi})_{opt}$ при $\epsilon_i < 0,4$, который при наименьшей исследованной степени парциальности $\epsilon_i = 0,06$ составлял $0,25...0,35$.

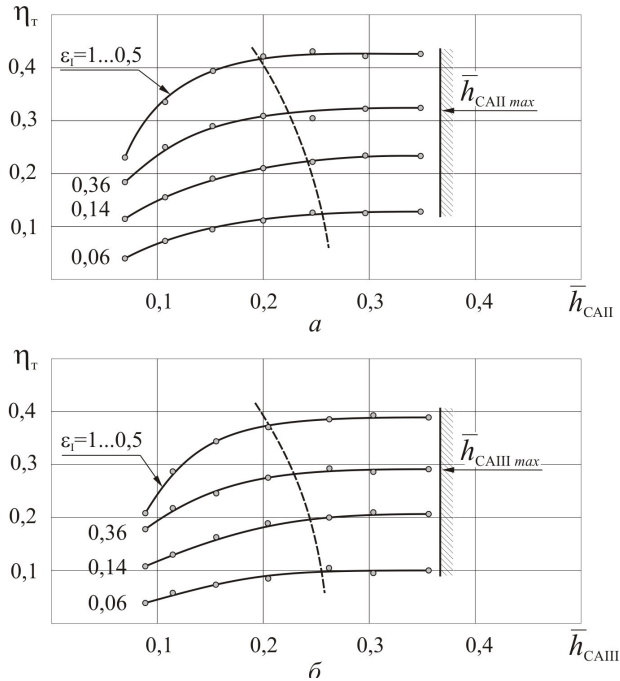


Рис. 3. Влияние удлинения сопловых венцов при $\pi_T = 15$ и $Y_T = 0,2$ и $\epsilon = var$ на η_T :
 а – двухступенчатых,
 б – трёхступенчатых ОМТ

В то же время расслоения левых границ оптимального диапазона $\Delta(\bar{h}_{CAi})_{opt}$ в сопловых венцах, в отличие от рабочих, не наблюдается. Объяснение, как указывается выше, заключается в том, что в рабочих венцах, особенно при низких степенях парциальности $\epsilon_i < 0,4$, начинают проявляться дисковые потери, а в сопловых венцах таковых нет, поскольку последние неподвижны.

На рис. 4 приведены зависимости $\Delta(\bar{h}_{CAi})_{opt} = f(\epsilon_i)$ при $\pi_T = 10...20$; $Y_T = 0,05...0,2$, а на рис. 5 – $\Delta(\bar{h}_{PKi})_{opt} = f(\epsilon_i)$ для тех же диапазонов π_T и Y_T . Представленный вид зависимостей наиболее удобен в практике проектирования многоступенчатых ОМТ.

Заканчивая анализ проведённых исследований, следует отметить, что наряду с выявленным свойст-

вом двух-трёхступенчатых ОМТ сохранять практически неизменным η_T в широких диапазонах $\Delta(\bar{h}_{CAi})_{opt} = 0,20...0,35$ и $\Delta(\bar{h}_{PKi})_{opt} = 0,20...0,36$ при $\epsilon_i \geq 0,5$, для меньших значений ϵ_i эти диапазоны суживаются: при $\epsilon_i = 0,06$ для РК первой ступени (рис. 5) на 25% (отн.), для второй – на 20% (отн.), для третьей – до 15% (отн.). При этом снижение η_T не превышает (2...3)% (отн.). Для сопловых венцов как второй, так и третьей ступени сужение одинаково и составляет до 25% при $\epsilon_i = 0,06$.

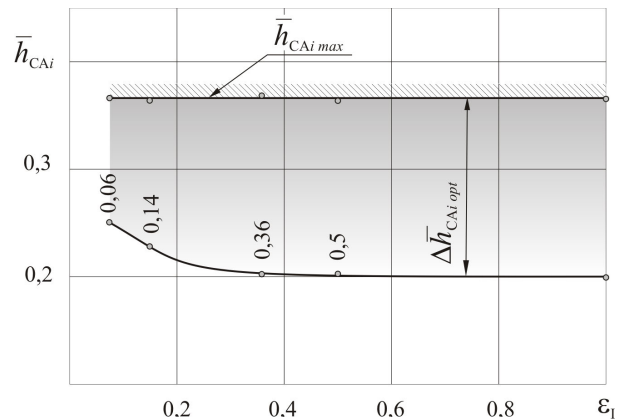


Рис. 4. Зависимость $\Delta\bar{h}_{CAi\ opt} = f(\epsilon_i)$ при $\pi_T = 15$ и $Y_T = 0,05...0,2$

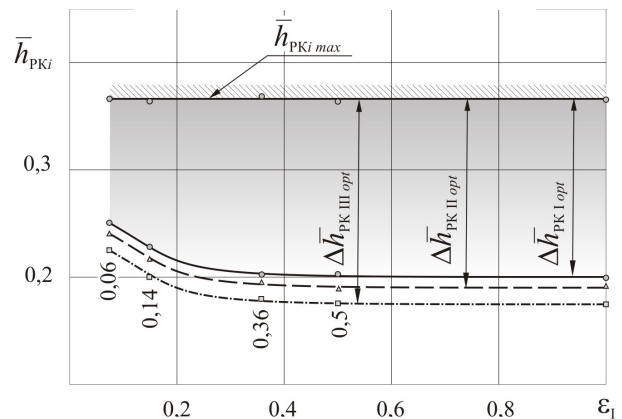


Рис. 5. Зависимость $\Delta\bar{h}_{PKi\ opt} = f(\epsilon_i)$ при $\pi_T = 15$ и $Y_T = 0,05...0,2$

Вывявленное обстоятельство является весьма важным в технологическом отношении, так как позволяет при необходимости выполнять лопатки рабочих венцов с малыми удлинениями, а значит, с меньшим числом лопаток, более массивными, с увеличенными толщинами входных и выходных кромок. Последнее, по нашему мнению, позволяет повысить ресурс их

работы и надёжность ОМТ в целом. При этом некоторые ограничения для сопловых венцов несущественны, поскольку последние выполняются, как правило, с парциальным подводом рабочего тела. Следовательно, изготовление лопаток СА, в отличие от РК, не является столь проблемным [7].

Результаты обработки и обобщения экспериментальных данных позволяют рекомендовать для выбора оптимальных значений удлинений следующие эмпирические формулы.

Оптимальному удлинению сопловых венцов соответствует интервал значений (рис. 4):

$$\Delta(\bar{h}_{CAi})_{opt e} = \bar{h}_{CAi min} \dots \bar{h}_{CAi max}, \quad (1)$$

где $\bar{h}_{CAi min} = 0,2$; $\bar{h}_{CAi max} = 0,35$ при $\varepsilon_I \geq 0,5$.

При степени парциальности $\varepsilon_I < 0,5$

$$\Delta(\bar{h}_{CAi})_{min e} = 0,2 + 5 \cdot 10^{-2} Y_T (1 + \varepsilon_I) \times \left[\frac{0,5 - \varepsilon_I}{\varepsilon_I} \right]^{(1 + \varepsilon_I)}. \quad (2)$$

Для РК оптимальный интервал удлинений (рис. 5) можно определить из выражения:

$$\Delta(\bar{h}_{PKi})_{opt e} = \bar{h}_{PKi min} \dots \bar{h}_{PKi max}, \quad (3)$$

где $\bar{h}_{PKi min} = 0,2 \sqrt{z}$; $\bar{h}_{PKi max} = 0,35$ при $\varepsilon_I \geq 0,5$ (здесь z – число ступеней в турбине).

Для значений $\varepsilon_I < 0,5$

$$\Delta(\bar{h}_{PKi})_{min e} = 0,2 + 5 \cdot 10^{-2} Y_T \sqrt{z} (1 + \varepsilon_I) \times \left[\frac{0,5 - \varepsilon_I}{\varepsilon_I} \right]^{(1 + \varepsilon_I)}. \quad (4)$$

Адекватность полученных результатов была проверена ещё для двух типоразмеров двух- трёх- ступенчатых ОМТ, которые имели значения $D_{cp} = 0,10$ и $0,05$ м. контрольные испытания показали хорошую сходимость опытных данных и результатов расчётов по выражениям (1)...(4).

Таким образом, поставленная в начале работы задача решена. Найдены оптимальные диапазоны удлинений сопловых и рабочих венцов многоступенчатых ОМТ со ступенями скорости как при полном ($\varepsilon_I = 1$), так при парциальном ($\varepsilon_I < 1$) подводах

рабочего тела. Установлено, что полученные расчётные соотношения (1)...(4) справедливы для чисел $M_{Is} = 1,6 \dots 2,2$ и $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$, которые соответствуют наиболее характерным режимам работы и типоразмерам ОМТ.

Литература

1. Быков Н.Н., Емин О.Н. Выбор параметров и расчёт маломощных турбин для привода агрегатов. – М.: Машиностроение, 1972. – 228 с.
2. Лапчук О.А., Тихонов Н.Т. Электротормоз для испытаний микротурбин // В сб. “Испытания авиационных двигателей”. – Уфа: УАИ. – 1980. – № 8. – С. 126-129.
3. Мусаткин Н.Ф. Радько В.М. К вопросу распределения теплоперепада в двухступенчатых осевых малоразмерных турбинах со ступенями давления // Изв. вузов. Авиационная техника. – Казань: КГТУ (КАИ). – 2003. – № 3. – С. 26-28.
4. Мусаткин Н.Ф. Радько В.М. Влияние параметров парциального подвода рабочего тела на КПД многоступенчатых осевых малоразмерных турбин // Авиационно-космическая техника и технологии. – Х.: НАКУ «ХАИ». – 2006. – № 7(33). – С. 81-86.
5. Мусаткин Н.Ф. Радько В.М. Определение рациональных диапазонов относительного шага сопловых и рабочих венцов многоступенчатых осевых малоразмерных турбин // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО «Мотор Сич». – 2007. – № 3. – С. 95-100.
6. Мусаткин Н.Ф. Тихонов Н.Т. Влияние верхней и нижней перекрыш на КПД парциальной осевой воздушной микротурбины // Изв. вузов. Авиационная техника. – Казань: КАИ. – 1979. – № 3. – С. 106-108.
7. Наталевич А.С. Воздушные микротурбины. – М.: Машиностроение, 1983. – 192 с.

Поступила в редакцию 5.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук А.А. Маркин, ГУП ГРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», Самара, Россия.

УДК 621.165:532.6

С.В. ЕРШОВ, В.А. ЯКОВЛЕВ*Институт проблем машиностроения
им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина*

АЭРОДИНАМИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОСТРАНСТВЕННОЙ ФОРМЫ ЛОПАТОК ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Описан подход к аэродинамической оптимизации пространственной формы лопаток турбин на основе использования трехмерных моделей расчета вязкого течения в лопаточных аппаратах турбин. Оптимизационные процедуры включают в себя прямые методы локального поиска, эвристические методы глобального поиска, а также их гибридизацию. Представлены результаты оптимизационных исследований лопаточных аппаратов ступеней паровых и газовых турбин. Полученные в ходе проведенных исследований результаты позволяют улучшить качество обтекания, уменьшить потери, а также повысить КПД ступеней турбин.

турбина, лопаточный аппарат, пространственное профилирование, вычислительная аэродинамика, трехмерное вязкое течение, оптимизация

Введение

Одним из перспективных направлений по обеспечению более высоких характеристик проектируемых (или модернизируемых) турбин является использование пространственного профилирования лопаточных аппаратов и проточной части турбины в целом. Реализовать это можно путем привлечения современных методов вычислительной аэродинамики (CFD) для расчета потока в лопаточных аппаратах турбомашин и применения эффективных математических методов решения задач оптимизации [1 – 3].

В данной работе представлен подход к аэродинамической оптимизации пространственной формы лопаток турбин на основе использования трехмерных моделей расчета вязкого течения, а также приведены результаты выполненных оптимизационных исследований лопаточных аппаратов турбин.

1. Постановка задачи и методы расчета

Задача оптимизации пространственной формы лопаток турбинной ступени формулируется следующим образом: найти максимум КПД ступени при ограничениях накладываемых на режим течения и изменяемые геометрические параметры. Измене-

ние пространственной формы лопаток осуществляется за счет согласованного варьирования геометрических параметров плоских сечений, которыми задана лопатка. При этом выбираются не абсолютные значения параметров, а их относительные отклонения от исходной (базовой) конструкции. Для уменьшения количества варьируемых параметров принимается, что эти отклонения либо постоянные вдоль пера лопатки, либо распределены по линейному или квадратичному закону. Условие постоянства режима течения обеспечивается путем введения ограничения на изменение расхода рабочего тела.

В качестве инструментария для решения задачи пространственного профилирования используется разработанный в ИПМаш программный комплекс **Optimus-2**. Он представляет собой интегрированную среду для проведения оптимизационных исследований и включает в себя математические методы как локальной (метод деформированного многогранника Нелдера-Мида [4], метод Торкзон [5]), так и глобальной оптимизации (генетический алгоритм [6]). Кроме того, реализован последовательный гибридный метод оптимизации, представляющий собой комбинацию генетического алгоритма и метода Нелдера-Мида.

Расчеты трехмерного течения выполняются с помощью CFD солвера **FlowER** [7], в котором реализована численная модель трехмерного вязкого течения, построенная на основе решения системы нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу [8]. Для моделирования турбулентных эффектов применяется двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера [9]. Численное решение системы дифференциальных уравнений выполняется с использованием неявной квазимоноотонной ENO-схемы второго порядка аппроксимации.

2. Оптимизация ступени паровой турбины

Описанный подход использован для оптимизации геометрии лопаток направляющего аппарата (НА) ступени паровой турбины [10]. Оптимизация выполнялась с помощью метода Нелдера-Мида. В первую очередь варьировались параметры, которые, по предварительным оценкам, могут улучшить как качество обтекания, так и характеристики ступени в целом. Оптимизация проводилась по семи параметрам, шесть из которых относились к НА:

- угол установки лопатки;
 - крутка лопатки (угол поворота каждого сечения относительно корневого в плоскости сечения) с линейным законом распределения по высоте;
 - угол осевой саблевидности на периферии;
 - длина осевой саблевидности на периферии;
 - угол окружной саблевидности у корня;
 - длина окружной саблевидности у корня;
- и один к рабочему колесу (РК) – угол установки рабочей лопатки.

Помимо прямых ограничений на параметры накладывалось ограничение на изменение расхода рабочего тела в диапазоне $\pm 0,5$ кг/с от исходного.

В результате оптимизации наиболее существенно изменились параметры, характеризующие саблевидность лопатки (рис. 1). При этом КПД ступени

повысился на 0,8%, а потери кинетической энергии были уменьшены на 1,1%.

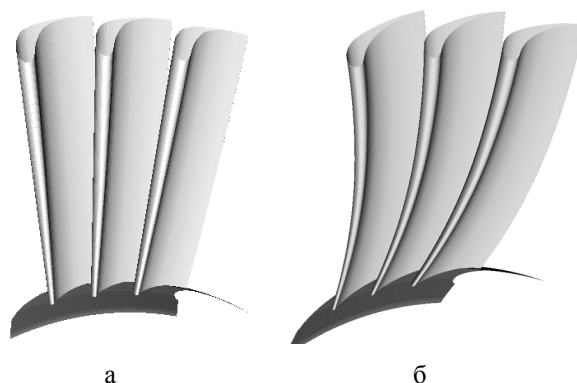


Рис. 1. Направляющие лопатки ступени:
а – исходные; б – оптимизированные

3. Оптимизация двух ступеней газотурбинного двигателя

В качестве объекта исследования рассмотрена двухступенчатая турбина ГТД, состоящая из ступени ТВД и ступени ТНД. Геометрические характеристики и газодинамические характеристики ступеней турбины (как исходной конструкции, так и после оптимизации) даны в табл. 1.

Особенностью данного исследования является совместная (одновременная) оптимизация двух ступеней турбины. Оптимизация велась по следующим параметрам:

- угол установки лопатки (корневого сечения) для направляющих и рабочих лопаток обеих ступеней;
- крутка лопатки для рабочих лопаток ТВД и лопаток обоих венцов ТНД.

Изменение угла, характеризующего крутку лопатки, осуществлялось по линейному закону по высоте лопатки.

Для обеспечения постоянства режима течения накладывалось ограничение на изменение расхода рабочего тела в диапазоне $\pm 0,4$ кг/с от исходного.

Оптимизация выполнялась с помощью гибридного метода, построенного на базе последовательного подхода. На первом этапе с помощью генетиче-

ского алгоритма приближенно определялся глобальный экстремум целевой функции. Так как реализация генетического алгоритма требует большого количества вычислений функции цели, то на этом

этапе солвер **FlowER** работал с достаточно грубой сеткой. На втором этапе значение оптимума уточнялось методом Нелдера-Мида. Этот этап выполнялся с использованием в солвере сетки второго уровня.

Таблица 1
Геометрические и газодинамические характеристики ступеней газотурбинного двигателя

	Параметр	ТВД				ТНД			
		Исходная		Оптимизированная		Исходная		Оптимизированная	
		Статор	Ротор	Статор	Ротор	Статор	Ротор	Статор	Ротор
Варьируемые параметры	Корневой угол установки, град	-50,1	22,9	-50,1	23,7	-42,8	18,5	-41,5	21,6
	Угол закрутки, град	—	21,4	—	19,5	-3,5	18,5	-3,3	18,6
Фиксированные параметры	Относительная длина лопатки, l/b *	0,62	1,46	0,62	1,46	0,95	2,59	0,95	2,59
	Относительный шаг решетки, t/b *	0,76	0,81	0,76	0,81	0,69	0,79	0,69	0,79
	Веерность решетки, D_{cp}/l	15,4	15,3	15,4	15,3	10,5	8,4	10,5	8,4
	Количество лопаток, z	40	86	40	86	45	86	45	86
Выходные параметры	Угол выхода, $\alpha_{12ф}$, град *	15,1	21,9	15,0	22,1	18,8	29,9	20,1	27,1
	Реактивность, ρ	0,360		0,383		0,161		0,294	
Ограничение	Расход, G , кг/с	73,54		73,33		73,47		73,32	
Целевая функция	Адиабатический КПД, $\eta_{ад}$, %	87,0		85,6		82,1		84,1	

* по среднему сечению

В результате оптимизации адиабатический КПД проточной части в целом увеличился на 1%. Значения проектных параметров до и после оптимизации приведены в табл. 1. Наиболее существенно изменились параметры крутки лопатки РК ТВД (на $1,9^\circ$) и угол установки лопатки РК ТНД (на $3,0^\circ$).

В ступени ТВД потери кинетической энергии изменились незначительно (рис. 2), а значение реактивности несколько увеличилось (рис. 3, а).

В ступени ТНД повысилась реактивность по всей высоте лопатки и стала положительной у корня (рис. 3, а). Потери кинетической энергии (в том числе и с учетом потерь с выходной скоростью) существенно уменьшились (рис. 4).

Анализ результатов показал, что течение в ступени ТВД не претерпело существенных изменений. В то же время в оптимизированной ступени ТНД качество обтекания, как видно из рис. 5 – 7, значи-

тельно улучшилось. Повысилась реактивность в прикорневой зоне РК, практически полностью исчезли отрывы в РК ТНД, уменьшились радиальные перетекания на стороне разрежения РК, вызванные вторичными течениями.

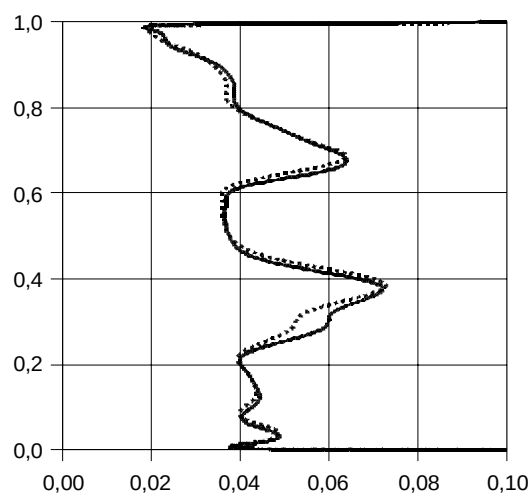


Рис. 2. Потери кинетической энергии в ступени ТВД:
— исходная ступень; ---- оптимизированная

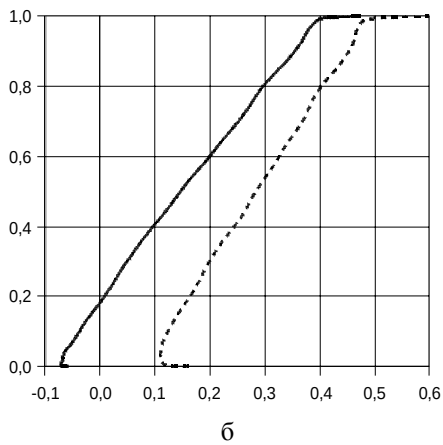
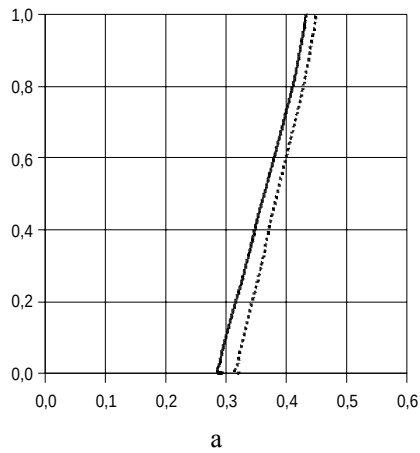


Рис. 3. Распределение степени реактивности по высоте лопатки:
а – ступень ТВД, б – ступень ТНД
— исходная конструкция;
---- оптимизированная

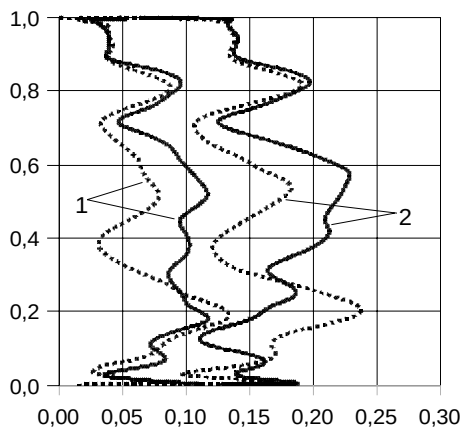


Рис. 4. Потери кинетической энергии в ступени ТНД:
1 – без учета потерь с выходной скоростью;
2 – с учетом потерь с выходной скоростью;
— исходная конструкция;
---- оптимизированная

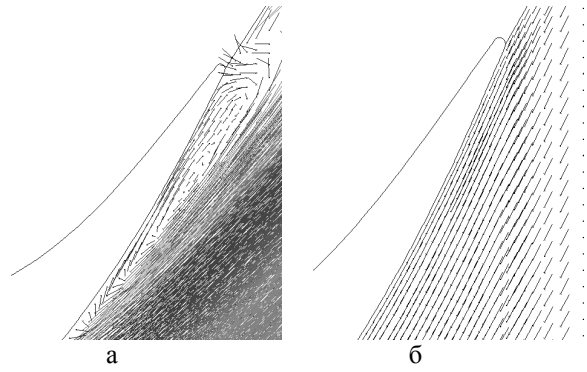


Рис. 5. Векторы скорости в среднем сечении рабочей лопатки ТНД:
а – исходная конструкция; б – оптимизированная

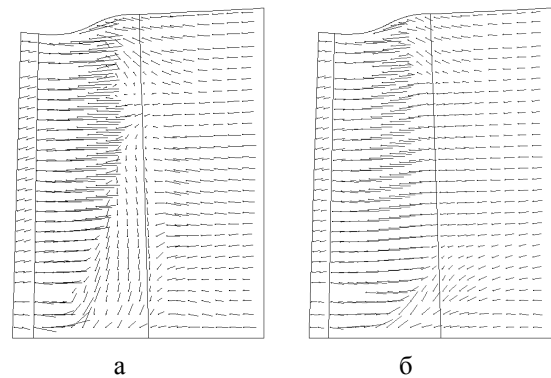


Рис. 6. Векторы скорости на поверхности рабочей лопатки ТНД:
а – исходная конструкция; б – оптимизированная

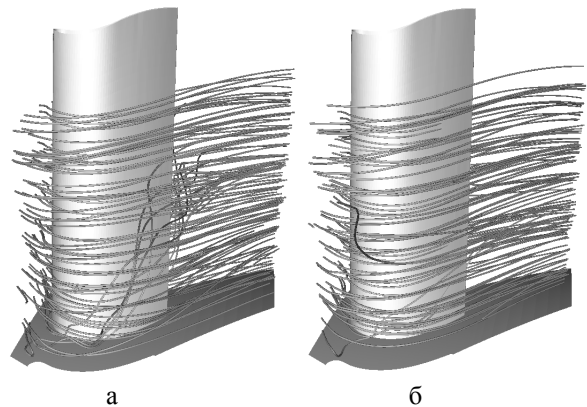


Рис. 7. Линии тока в межлопаточном канале рабочего колеса ТНД:
а – исходная конструкция; б – оптимизированная

Заключение

1. Предложен подход к аэродинамической оптимизации пространственной формы лопаток турбин на основе трехмерных моделей расчета течения.

2. С использованием 3D моделей расчета течения выполнена совместная оптимизация двух ступеней газовой турбины.

3. В результате оптимизации турбинных ступеней наблюдалось снижение потерь кинетической энергии и повышение КПД, причиной которых являлось улучшение качества обтекания лопаточных аппаратов, а именно – устранение отрицательной реактивности у корня, уменьшение интенсивности вторичных течений, ликвидация отрывов потока.

4. Последовательная гибридизация генетического алгоритма и метода деформируемого многогранника показала себя эффективной стратегией оптимизации турбинных ступеней.

5. Полученные в результате проведенных исследований результаты продемонстрировали целесообразность и эффективность предложенного подхода к решению задачи пространственного профилирования лопаточных аппаратов и оптимизации проточных частей турбин.

Литература

1. Torre A., Cecchi S. Latest Developments and Perspectives in the Optimised Design of LP Steam Turbines at ANSALDO // 7th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Athens, Greece – 2007. – P. 19-40.
2. Demeulenaere A., Braembussche R.V. Three-dimensional inverse method for turbomachinery blading design // Computational Fluid Dynamics '96: Proceedings, 3rd ECCOMAS Computational Fluid Dynamics Conf., J.-A.Desideri et al., eds, John Wiley & Sons Ltd, Chichester, West Sussex, England. – 1996. – P. 965-971.
3. Lampart P., Yershov S. Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine // Transactions of the ASME. Journal Engineering for Gas Turbines and Power. – 2003. – 125, No 1. – P. 385-390.
4. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование: Пер. с англ. – М.: Мир, 1975. – 535 с.
5. Torczon, V.J. Multi-Directional Search: A Direct Search Algorithm for Parallel Machines // A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree Doctor of Philosophy Approved, Rice University, Houston, Texas, 2004. – 114 p.
6. Goldberg D.E. Genetic Algorithms in Search, Optimization and Machine Learning, Massachusetts: Addison-Wesley Publishing Company Inc, 1989. – 408 p.
7. Єршов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовіцевих турбомашинах «FlowER»: Свідчення про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.
8. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. – 2nd ed. – DCW Industries, Inc., La Canada, California, 2004. – 540 p.
9. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – 32, No 11. – P. 1299-1310.
10. Русанов А.В., Єршов С.В., Пашенко Н.В., Яковлев В.А. Аэродинамическое усовершенствование последней ступени цилиндра низкого давления паровой турбины мощностью 200 МВт // Пробл. машиностроения. – 2007. – 10, № 4. – С. 53-61.

Поступила в редакцию 27.05.2008

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

УДК 629.7.087:538.4:001.2

А.В. ХИТЬКО¹, А.Ф. ПИСКУНКОВ²¹Днепропетровский национальный университет, Украина²Государственный НИИ прикладной механики и электродинамики МАИ, Россия

ПРОБЛЕМНЫЕ ВОПРОСЫ СОЗДАНИЯ МНОГОКАТОДНОГО ПЛАЗМЕННОГО КОНТАКТОРА

Электродинамическая тросовая система (ЭДТС) позволяет решить несколько принципиальных задач в космосе: осуществление взаимного преобразования электрической и механической энергии, генерация сверхдлинных электромагнитных волн. Задача формирования плазменного контактора в ЭДТС определяется необходимостью увеличения площади электрического контакта и уменьшения сопротивления в переходном слое системы «трос - ионосфера». При работе плазменного контактора на основе полого катода нецелесообразно стремиться к созданию полого катода с высокими характеристиками по току и мощности. Целесообразна схема плазменного контактора, построенная с использованием нескольких инжекторов плазмы на основе полого катода. Режим работы единичного плазменного контактора должен быть слаботочным.

полый расходный катод, внутренний вспомогательный разряд

Введение

Электродинамическая тросовая система - это связь двух и более космических аппаратов (объектов), соединяемых гибким, прочным и легким тросом. Наибольший практический интерес представляет применение тросовой системы при проявлении электродинамического эффекта, который имеет место при помещении проводящего троса во внешнее магнитное поле планеты, обладающей атмосферной плазмой и пропускании через него электрического тока. ЭДТС позволяет решить несколько принципиальных задач в космосе [1]:

- осуществление взаимного преобразования электрической и механической энергии,
- генерация сверхдлинных электромагнитных волн,
- создание канала связи на частотах от единиц Гц до десятков кГц за счет модуляции тока в тросе.

1. Формулирование проблемы

Задача формирования плазменного контактора в ЭДТС определяется необходимостью увеличения

площади электрического контакта и уменьшения сопротивления в переходном слое системы «трос - ионосфера». Поэтому проблема формирования токовой трубки в ионосфере связана с проблемой создания плазменного контактора [2].

Наиболее перспективной является конфигурация, в которой полые катоды, расположены на каждом из концов ЭДТС, генерируют образования проводящей плазмы. Плазменные образования обеспечивают возможность замыкания тросового тока в любом направлении, что позволяет системе функционировать как генератору или как двигателю [3].

Главная цель исследований по плазменным контакторам состоит в том, чтобы выяснить, насколько большое токовое усиление можно получить при заданном уровне мощности. Если окажется, что на уровнях мощности, представляющих интерес максимальное токовое усиление близко к единице, то нет никакого смысла использовать плазменные контакторы для собирания электронного тока. В сущности, наилучший плазменный контактор ничем не лучше, чем обычный ионный пучок. Если, с другой стороны, окажется возможным получить токовое

усиление хотя бы в несколько раз больше единицы на нужных уровнях мощности, то плазменные контакторы будут полезны для собирания тока. Использование различных моделей токопереноса в плазменном облаке приводит к различным оценкам коэффициента усиления тока.

2. Решение проблемы

Импеданс и токовое усиление зависят от величины тока. При малых токах возможно большое усиление и низкий импеданс, но мощность, которую может развивать привязная КТС, мала. При большом токе значительное усиление возможно только при низком импедансе (большом сопротивлении цепи), что не позволяет получить большую мощность. Низкий импеданс и высокая мощность возможны только при малом усилении.

Исследования характеристик плазменного контактора, приведенные в НИИ ПМЭ МАИ [4], показывают, что коэффициент усиления, определяемый как отношение электронного тока к току ионов, уменьшается с увеличением тока ионов и плотности генерируемой плазмы. Поэтому, начиная с некоторых критических значений полного тока, он не увеличивается с ростом энергонапряженности полого катода. При работе плазменного контактора на основе полого катода нецелесообразно стремиться к созданию полого катода с высокими характеристиками по току и мощности.

Целесообразна схема плазменного контактора, построенная с использованием нескольких инжекторов плазмы на основе полого катода. Технические требования к такому контактору должны предусматривать разнесение инжекторов в пространстве таким образом, чтобы плазменные конфигурации от каждого перекрывались только на границе с фоновой плазмой.

Режим работы единичного плазменного контактора должен быть слаботочным. Требуемый ток (1–5А), характерный для большинства рассматри-

ваемых вариантов ЭТДС, будет обеспечен несколькими контакторами (например-10) с уровнем тока (0,1-0,5А).

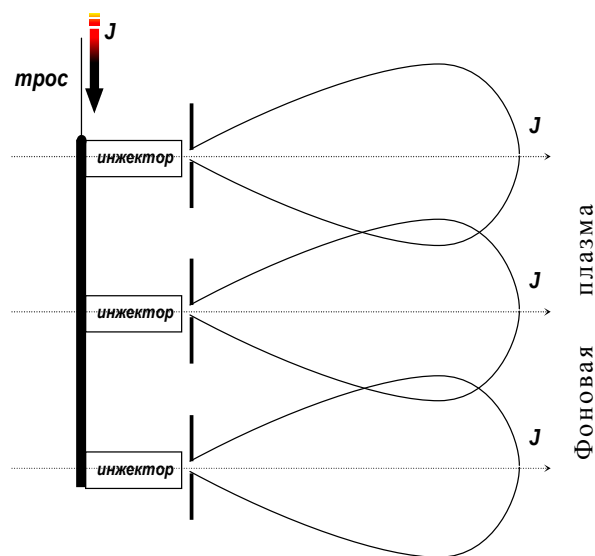


Рис. 1 Схема плазменного контактора, построенная на основе нескольких инжекторов плазмы

Обеспечение работоспособности многокатодного контактора связано с рядом проблем.

Первая проблема - параллельная работа нескольких полых катодов на общий анод. При экспериментальных исследованиях камеры ионизации плазменного ионного двигателя с восьмикатодным узлом в Днепропетровском национальном университете [5] впервые была обеспечена одновременная параллельная работе всех восьми катодов на общий анод. Сформулировано условие реализации данного эффекта. Оно заключается в том, что суммарный предельный ток эмиссии катодов должен быть меньше либо равен току разряда. Если разрядный ток меньше, то он будет обеспечен минимальным количеством работающих единичных катодов суммарный ток эмиссии, которых равен разрядному.

Вторая проблема связана с работой полого катода при малых токах. Существует граничное значение давления при котором возможно существование плазмы в полости катода. При меньших давлениях эффект "полого катода" не реализуется. Граничному значению давления соответствует гра-

ничное минимальное значение тока эмиссии полого катода. Для полых газовых катодов с протоком рабочего тела его значение составляет 0,3-0,5А. Таким образом реализовать требуемый слаботочный ($< 0,3A$) режим работы единичного плазменного контактора в традиционной схеме построения полого катода невозможно.

Требуемый многокатодный плазменный контактор может быть построен на базе новой схемы полого плазменного катода с внутренним вспомогательным разрядом [6]. Единичный катод с внутренним разрядом работоспособен при токах от $10^3 A$, что удовлетворяет требованию минимальных граничных значений эмиссионного тока единичного контактора. Наличие плазмы в полости независимо от внешних условий также положительно скажется на параллельной работе всех единичных контакторов на общий анод.

Таким образом, предлагаемая схема построения многокатодного плазменного контактора на базе катода с внутренним разрядом является перспективной. Для ее эффективной реализации необходимо решить ряд вопросов:

- выбор параметров единичного контактора;
- выбор расстояния между контакторами;
- разработка модели плазменного облака многокатодного контактора;
- экспериментальная отработка режимов работы многокатодного контактора на общий анод
- разработка рекомендаций по проектированию многокатодного контактора.

Заключение

В заключение можно сформулировать следующие выводы:

1. При работе плазменного контактора на основе полого катода нецелесообразно стремиться к созданию полого катода с высокими характеристиками по току и мощности.

2. Целесообразна схема плазменного контактора, построенная с использованием нескольких инжекторов плазмы на основе полого катода. Режим работы единичного плазменного контактора должен быть слаботочным.

3. Требуемый многокатодный плазменный контактор может быть построен на базе новой схемы полого плазменного катода с внутренним вспомогательным разрядом.

Литература

1. Паркс Д.Э., Катц И. Теория замыкания для электродинамических систем с привязным спутником // *Аэрокосмическая техника*. – 1988. – № 1. – С. 45-51.
2. Гастингс Д.Е. Теория плазменных замыкателей, предназначенных для использования в ионосфере // *Аэрокосмическая техника*. – 1988. – № 1. – С. 52-64.
3. Джервер М.Д., Гастингс Д.Е. Теория плазменных замыкателей для условий наземных экспериментов и низких околоземных орбит // *Аэрокосмическая техника*. – 1991. – № 6. – С. 102-109.
4. Еремин С.М. Импеданс электрического вибратора в анизотропной плазме // *Радиотехника и электроника*. – 1988. – Т. 33, № 9. – С. 1852-1861.
5. Серегин С.М., Хитько А.В. Исследование работы разрядной камеры источника ионов с многокатодным узлом // *Проблемы высокотемпературной техники*. – 1984. – С.155-160.
6. Хитько А.В. Двухступенчатый полый катод // *Современные проблемы ДЛА: Тр. 3 Всесоюз. науч.-техн. конф.* – М.:МАИ, 1986. – С. 618-620.

Поступила в редакцию 1.06.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Сичевой А.В. Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 533.697:621.51

Ю.А. КВАША, С.В. МЕЛАШИЧ*Институт технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск*

О СОВМЕСТНОМ РЕШЕНИИ ПРЯМОЙ И ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ ГАЗОДИНАМИКИ КОМПРЕССОРНЫХ РЕШЕТОК

В данной работе кратко описаны методики решения прямой и обратной задачи газодинамики компрессорных решеток в двумерной постановке. С использованием решения задачи о течении газа в решетке профилей, полученного в результате численного интегрирования системы осредненных уравнений Навье-Стокса и модели турбулентности SALSА, построено решение обратной краевой задачи в рамках приближения Чаплыгина. Проведено сравнение геометрических параметров исходной и полученной решеток. Сделаны выводы о необходимости учета вязких эффектов течения при решении обратных задач, а также о возможности дальнейшего применения обеих методик при проектировании лопаточных венцов компрессоров авиационных газотурбинных двигателей.

решетка профилей, обратная задача, прямая задача, уравнения Навье-Стокса, проектирование, сжимаемое течение, циркуляция, потенциал скорости

Введение

Аэродинамическое проектирование лопаточных венцов компрессоров современных авиационных газотурбинных двигателей представляет собой сложный многоэтапный процесс. Одним из первых этапов аэродинамического проектирования является решение обратной задачи газодинамики компрессорных решеток. Под решением обратной задачи понимается определение геометрических параметров решетки, обеспечивающей удовлетворение заданных условий для потока на входе и выходе из решетки. Полученную в результате решения обратной задачи решетку в дальнейшем можно оптимизировать с целью улучшения ее газодинамических характеристик. Получить указанные характеристики позволяет решение прямой задачи газодинамики компрессорных решеток и, таким образом, решение прямой задачи является не менее важным этапом проектирования.

На сегодняшний день разработан ряд методик, позволяющих решать указанные выше задачи. Их обзор можно найти в работах [2, 4, 5]. С практической точки зрения важно знать, позволяют ли применяемые методики решения обратной задачи полу-

чать решетки, сходные с реально существующими в настоящее время.

Целью данной работы является подтверждение работоспособности используемых авторами методик решения прямой и обратной задач путем демонстрации возможности проектирования решеток, соответствующих реально существующим.

1. Решение прямой задачи

Для решения прямой задачи разработана методика моделирования течения газа в решетке профилей [3]. Методика основана на численном интегрировании системы осредненных уравнений Навье-Стокса совместно с моделью турбулентности SALSА [8].

Исходная система уравнений была записана в векторной консервативной форме в произвольных криволинейных координатах. Для записи дискретного аналога исходной системы уравнений использовался метод контрольного объема. Конвективные потоки на гранях контрольного объема вычислялись по схеме Рун [7].

Поскольку оригинальная схема имеет первый порядок точности по пространству, то для повыше-

ния порядка точности применялось интерполирование параметров на грань контрольного объема по квазимонотонной TVD-схеме ISNAS третьего порядка точности [9].

Для интегрирования исходной системы уравнений по времени использовалась неявная факторизованная схема типа Бима-Уорминга. В конечном итоге для стационарного решения схема имеет третий по пространству порядок точности по конвективным слагаемым и второй по диффузионным. Порядок по времени – второй.

Тестирование методики проведено на задаче о взаимодействии косоугольного скачка уплотнения с ламинарным пограничным слоем [4], а также на моделировании течения газа в решетке профилей А.И. Бунимовича для различных режимов и углов атаки [3]. Получено хорошее согласование численных результатов с имеющимися экспериментальными данными.

2. Решение обратной задачи

Пусть искомая решетка обтекается потоком идеального газа и задана приведенная скорость на входе в решетку λ_1 , угол входа потока α_1 , а также угол выхода потока α_2 . Пусть также задано распределение приведенной скорости $\lambda(s)$ по длине дуги s профилей, составляющих искомую решетку.

Течение в решетке профилей удовлетворяет уравнению неразрывности, которое в приближении Чаплыгина имеет следующий вид

$$\frac{q_1}{\sqrt{1+q_1^2}} \cos \alpha_1 = \frac{q_2}{\sqrt{1+q_2^2}} \cos \alpha_2,$$

где $q_{1,2} = r\lambda_{1,2}$ – фиктивная скорость;

λ_2 – скорость на выходе из решетки;

$$r^2 = \frac{\lambda_2^2 \cos^2 \alpha_2 - \lambda_1^2 \cos^2 \alpha_1}{\lambda_1^2 \lambda_2^2 (\cos^2 \alpha_1 - \cos^2 \alpha_2)} - \text{постоянная для}$$

газа Чаплыгина, определяемая из точного удовлетворения уравнения неразрывности.

Из заданного распределения скорости путем интегрирования определяются распределение потенциала скорости $\varphi_c(s)$ и циркуляция по профилю Γ . Тогда период решетки d определяется следующим образом:

$$d = \frac{\Gamma}{q_1 \sin \alpha_1 - q_2 \sin \alpha_2}.$$

Суть предложенного в [6] метода состоит в отображении течения около искомой решетки профилей на течение несжимаемой жидкости около единичного круга, которое генерируется четырьмя вихреисточниками, комплексный потенциал $F(\zeta)$ которого имеет следующий вид:

$$F(\zeta) = A \ln(\zeta - a_1) + \bar{A} \ln\left(\zeta - \frac{1}{a_1}\right) + B \ln(\zeta - a_2) + \bar{B} \ln\left(\zeta - \frac{1}{a_2}\right) + D,$$

где A, B, D – комплексные величины, определяющие комплексный потенциал $F(\zeta)$;

$a_1, a_2, \frac{1}{a_1}, \frac{1}{a_2}$ – точки положения вихреисточников.

Когда комплексный потенциал $F(\zeta)$ полностью определен, можно найти потенциал скорости на единичном круге $\varphi_i(\theta)$ в зависимости от полярного угла θ в плоскости ζ .

Отображение течения несжимаемой жидкости в плоскости ζ на течение газа Чаплыгина в решетке профилей в плоскости z согласно работе [6] имеет следующий вид.

$$dz = \frac{g(\zeta)(\zeta - a_1)^{-1}(\zeta - a_2)^{-1} d\zeta - \frac{1}{4} F'(\zeta)^2 g(\zeta)^{-1}(\zeta - a_1)(\zeta - a_2) d\zeta}{},$$

где $g(\zeta)$ – регулярная функция в области $|\zeta| \geq 1$; черта над выражением означает комплексно сопряженную величину.

В процессе решения определяются условия раз-

решимости задачи, обеспечивающие замкнутость получаемого профиля и соответствие получаемого течения течению на бесконечности. Удовлетворение условиям разрешимости заключается в корректировке задаваемого распределения скорости по соответствующему алгоритму.

3. Результаты

В процессе решения прямой задачи проведено численное моделирование течения в решетке №1 А.И. Бунимовича [1] при дозвуковом режиме обтекания. Данный режим характеризуется углом входа потока равным $\alpha_1 = 38,9^\circ$ и приведенной скоростью на входе $\lambda_1 = 0,39$. Угол выхода потока равен $\alpha_2 = 26,38^\circ$. Получено распределение давления на профиле. Считая полное давления постоянным и равным полному давлению на входе, можно получить распределение скорости, которое, по сути, близко к распределению скорости по внешней границе пограничного слоя (рис. 1).

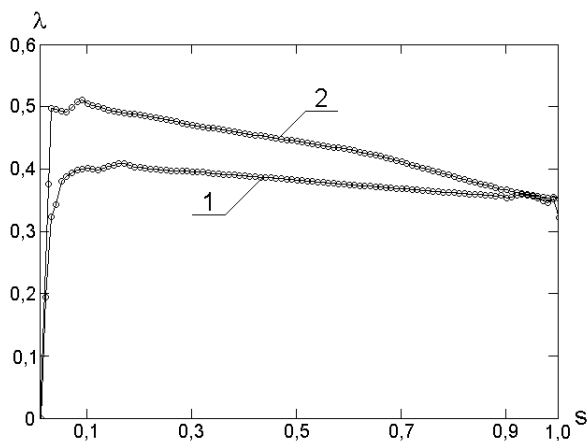


Рис. 1. Распределение приведенной скорости по обводу профиля в направлении от передней кромки к задней:
1 – сторона давления;
2 – сторона разрежения

Используя данное распределение скорости можно получить решение обратной краевой задачи и сравнить исходный профиль с полученным. При этом наличие вязкости в реальном потоке оказывает влияние на его угол выхода, что затрудняет постановку граничных условий обратной задачи, а форма

искомого профиля может отличаться от исходного из-за наличия пограничного слоя в реальном потоке.

В связи с этим поставленная задача решалась в двух вариантах. В первом случае были заданы углы входа, выхода и скорость набегающего потока, соответствующие полученным при решении прямой задачи. Согласование полученного профиля с исходным представлено на рис. 2, а. Угол установки составил $\approx 63^\circ$ (исходный $62,6^\circ$), густота решетки $\approx 1,5$ (исходная 1,3).

Во втором случае угол выхода подбирался таким образом, чтобы обеспечить согласование густоты исходной и искомой решеток. Угол выхода при этом составил $\approx 29,4^\circ$ (исходный $26,4^\circ$). Угол установки профиля составил $\approx 61,3^\circ$ (исходный $62,6^\circ$). Согласование профилей представлено на рис. 2, б (исходный профиль повернут, чтобы лучше показать согласование форм).

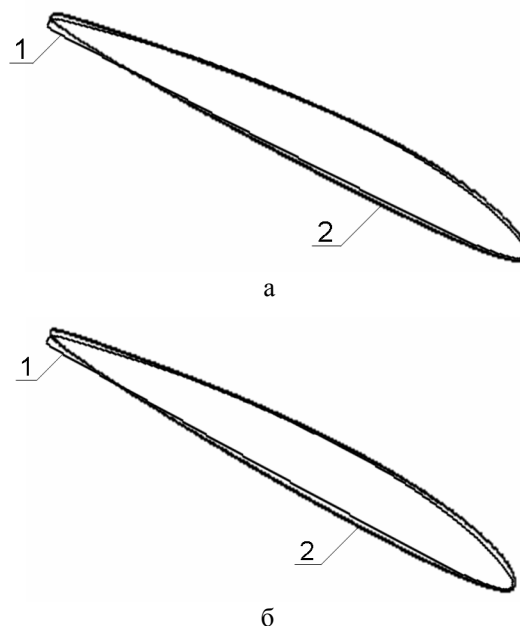


Рис. 2. Сравнение исходного профиля решетки А.И. Бунимовича с полученным:
1 – профиль решетки №1 А.И. Бунимовича;
2 – профиль полученный в результате решения обратной задачи

Из представленных результатов видно, что профиль представленный на рис. 2, а лучше согласуется с исходным по форме, а различие по густоте объясняется воздействием вязкости на угол выхода пото-

ка. Различие форм профилей в хвостовой части и большую толщину полученных профилей можно объяснить отсутствием учета пограничного слоя при решении обратной задачи.

Заключение

Для выбранной, реально существующей компрессорной решетки профилей, получено решение прямой задачи на основе численного интегрирования осредненных уравнений Навье-Стокса совместно с моделью турбулентности SALSА. Путем решения обратной задачи построена новая решетка, при этом в качестве краевых условий использованы результаты решения прямой задачи. Построенная решетка профилей имеет геометрические параметры, близкие к параметрам исходной решетки.

Это позволяет сделать вывод о работоспособности используемых авторами методик. Методика решения обратных краевых задач газодинамики компрессорных решеток позволяет строить решетки, аналогичные реально существующим. Однако, для повышения эффективности и точности методики решения обратной задачи необходимо учитывать вязкие свойства потока, а именно влияние пограничного слоя.

В дальнейшем предполагается использование обеих методик при проектировании компрессорных венцов авиационных двигателей.

Литература

1. Бунимович А.И., Святогоров А.А. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости // Лопаточ. машины и струйн. аппараты. – М.: Машиностроение, 1967. – Вып. 2. – 97 с.
2. Елизаров А.М., Ильинский Н.Б., Потапов А.В. Обратные краевые задачи аэродинамики. Теория и методы проектирования и оптимизации

формы крыловых профилей. – Магадан, 2006. – 436 с.

3. Кваша Ю.А., Мелашич С.В. Численное моделирование плоского турбулентного течения газа в компрессорных решётках // Техническая механика. – 2007. – № 2. – С. 67-73.

4. Мелашич С.В. Особенности построения эффективной разностной схемы для численного моделирования трансзвуковых течений вязкого газа в компрессорных решетках // Вісник Дніпропетровського університету. Серія ракетно-космічна техніка. – 2007. – Вип.. 11. – Т. 2, № 9/2. – С. 78-86.

5. Николаев М.А. Численное моделирование трансзвуковых пространственных течений вязкого газа в проточных частях турбомашин на основе CUSP схемы: Дис. ... канд. физ.мат.наук: 01.02.05. – Санкт-Петербург. – 2006. – 176 с.

6. Costello G.R. Method of designing cascade blades with prescribed velocity distributions in compressible potential flows // NACA Report N978. – 1949. – 11p.

7. Roe P.L. Characteristic-based schemes for the Euler equations // Annual review of fluid mechanics. – 1986. – V. 18. – P. 337-365.

8. Rung T., Bunge U., Schatz M., Thiele F. Re-statement of the Spalart-Allmaras eddy-viscosity model in strain-adaptive formulation // AIAA Journal. – 2003. – Vol. 41, No7. – P. 1396-1399.

9. Zijlema M., Wesseling P. Higher order flux-limiting methods for steady-state, multidimensional, convection-dominated flow // Delft University of Technology: Technical Report DUT-TWI-95-131. – 1995. – 28 p.

Поступила в редакцию 16.05.2008

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. О.Г. Гоман, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 621.165:532.6

А.В. РУСАНОВ, Н.В. ПАЩЕНКО*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины,
Харьков, Украина***АЭРОДИНАМИЧЕСКОЕ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПЕРВЫХ ДВУХ СТУПЕНЕЙ
ЦНД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ МОЩНОСТЬЮ 200 МВт**

Представлены результаты модернизации первых двух ступеней цилиндра низкого давления паровой турбины мощностью 200 МВт. Предложен метод профилирования лопаток, в котором профили задаются кривыми четвертого порядка. Расчеты потерь, КПД и анализ эффективности обтекания выполнены на основе результатов численного моделирования пространственных вязких течений в лопаточных аппаратах турбомашин. Разработана проточная часть первых двух высоконагруженных ступеней ЦНД паровой турбины. Ступени модернизированной конструкции обеспечивают повышение КПД на 2,9 % и прирост мощности 3,43 МВт (на один поток).

турбина, проточная часть, цилиндр низкого давления, модернизация, вычислительная аэродинамика, трехмерное вязкое течение

Введение

Значительная часть работающих на электростанциях Украины паровых турбин введена в эксплуатацию более 30 лет назад, и к настоящему времени их наработка превзошла или приближается к значению 200000 часов, что вдвое превышает установленный ресурс. На сегодняшний день большинство имеющихся конструкций ЦНД паровых турбин имеет четыре ступени, причем наиболее устаревшие машины выполнены с последней ступенью Баумана. Существует несколько вариантов ЦНД с тремя ступенями [1], в которых на последней ступени срабатывается большой тепловой перепад (по сравнению с четырьмя ступенями). Увеличение нагруженности последней ступени приводит к уменьшению эффективности ее работы при низких значениях давлений в конденсаторе (от 0,05 ата и ниже) [2].

В работе рассмотрены возможности аэродинамической модернизации ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт, выполненной с использованием современных методов вычислительной гидродинамики. Целью работы являлось создание проточной части первых двух ступеней трехступенчатого ЦНД паровой турбины, срабатывающих повы-

шенный тепловой перепад (по сравнению с существующими прототипами), что обеспечивает разгрузку последней ступени и, соответственно, приводит к повышению ее аэродинамической эффективности. Направляющие аппараты (НА) и рабочие колеса (РК) модернизированной проточной части разработаны с помощью предложенного в работе метода, который основан на описании спинки и корытца профилей лопаток кривыми четвертого порядка.

1. Метод расчета течения

Расчеты трехмерных вязких течений выполнены с использованием программного комплекса **FlowER** [3], который:

- тщательно апробирован при решении задач исследования течений вязкого газа в проточных частях турбомашин [4, 5];
- обладает необходимой достоверностью получаемых результатов как по качественному анализу трехмерного вязкого течения, так и по количественной оценке характеристик турбомшины. Погрешность расчета потерь кинетической энергии и КПД ступеней турбины составляет около 0,5–1% (абсолютных) [5];

- зарекомендовал себя при проектировании и модернизации лопаточных машин [5];

- используется рядом предприятий Украины, России и Польши при разработке турбомашин.

Основные элементы математической модели, реализованной в комплексе программ *FlowER*:

- осредненные по Рейнольдсу нестационарные уравнения Навье-Стокса [6];
 - двухпараметрическая дифференциальная модель турбулентности SST Ментера [7];
 - неявная квазимонотонная ENO-схема повышенной точности,
- соответствуют современному состоянию вычислительной газодинамики.

2. Метод профилирования лопаток

Лопаточные аппараты задаются произвольным набором плоских профилей, которые описываются двумя окружностями (входная и выходная кромки) и двумя кривыми четвертого порядка (спинка и корытце). Исходными данными для построения плоского профиля являются: ширина лопатки; геометрический угол входа; эффективный угол выхода; угол заострения входной кромки; радиусы входной и выходной кромок; шаг решетки; относительное расстояние за выходной кромкой (в долях от ширины лопатки), где вторые производные кривых четвертого порядка, описывающих профиль (спинку и корытце), равны 0.

Дополнительно к перечисленным данным задается условие обеспечения минимального значения максимальной кривизны, что, как показывает опыт [8], приводит к улучшению аэродинамического качества турбинных лопаток.

С целью уменьшения количества исходных данных, необходимых для задания лопатки, с одной стороны, и обеспечения монотонности изменения профилей лопатки по высоте, с другой стороны, исходные данные задаются в трех произвольных сечениях. В этом случае шаг решетки не задается, а оп-

ределяется по радиусу сечения и числу лопаток. Исходные данные в необходимом количестве произвольных сечений вычисляются интерполяцией по параболической зависимости.

3. Исходная проточная часть

В качестве объекта исследования рассмотрена предложенная ХЦКБ «Энергопрогресс» трехступенчатая проточная часть ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт, вид которой представлен на рис. 1, а основные геометрические характеристики – в таблице 1 [1].

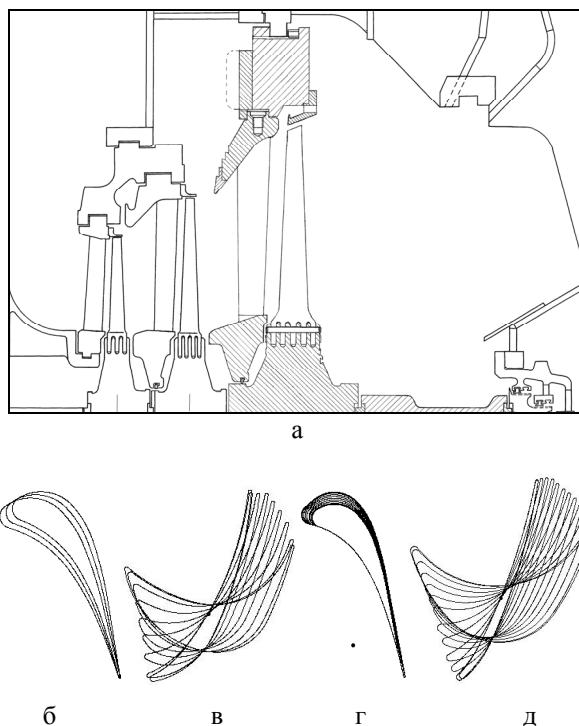


Рис. 1. Проточная часть исходного ЦНД:
а – меридиональное сечение;
б – НА первой ступени; в – РК первой ступени;
г – НА второй ступени; д – РК второй ступени

Усовершенствование последней ступени привело к существенному улучшению аэродинамических характеристик ЦНД [2], однако на режимах глубокого вакуума уровень ее КПД остался относительно невысоким. С целью повышения аэродинамической эффективности проточной части, особенно на режимах низких давлений в конденсаторе (ниже 0,05 ата), выполнено перераспределение теплового

перепада между ступенями – нагруженность первых двух ступеней увеличена, а последней уменьшена.

Расчеты исходной конструкции первых двух ступеней выполнены как с учетом наличия радиальных зазоров в лопатках РК (прототип [1]), так и с обандаженными лопатками. Конструкция с обандаженными лопатками исследовалась на двух режимах обтекания – с исходным и увеличенным тепловыми перепадами.

Таблица 1
Геометрические характеристики исходной и модернизированной конструкций

Параметр	Исходный ЦНД				Модернизированный ЦНД			
	1 ступень		2 ступень		1 ступень		2 ступень	
	НА	РК	НА	РК	НА	РК	НА	РК
l/b *	3,95	5,54	3,58	7,7	0,95	1,73	2,13	3,73
t/b *	0,77	0,65	0,75	0,72	0,78	0,69	0,75	0,54
D/l	4,73	4,65	3,59	3,55	13,17	11,78	6,03	6,0
Z , шт	76	124	54	120	50	92	54	130
$\alpha_{1эф}, \beta_{2эф}$, град *	11,16	14,83	12,07	17,66	13,41	15,18	14,93	16,67

* по среднему сечению, отсчитываются от осевого направления

В табл. 2 приведены результаты выполненных расчетов. Замена лопаток РК на обандаженные приводит к уменьшению потерь кинетической энергии, росту мощности и КПД.

Увеличение теплового перепада на первых двух ступенях повышает мощность на 1,66 МВт, при этом основные изменения аэродинамических характеристик происходят во второй ступени, что связано с «запиранием» потока в ней. На всех режимах течения углы выхода потока из ступеней существенно отличны от осевого направления. На рис. 2 представлены распределения статического давления на поверхностях лопаток в средних сечениях на режимах обтекания с увеличенным тепловым перепадом. Видно, что распределение давлений не монотонно (на стороне разрежения), а нагруженность лопаток не равномерна (по ширине). На основе анализа полученных результатов был сделан вывод о необходимости модернизации проточной части ЦНД.

Таблица 2

Газодинамические характеристики исходных и модернизированных ступеней

Параметр	ЦНД			
	Исходный			Модернизированный
	номинальный режим		увеличенный тепловой перепад	
	с рад. зазорами в РК	без рад. зазоров в РК		
Полное давление на входе, кПа	117	117	117	117
Полная температура на входе, К	493	493	493	493
1-я ступень				
Статическое давление на выходе, кПа	60,8	60,9	60,0	51,8
Степень понижения полного давления в ступени	1,83	1,84	1,87	2,2
Реактивность, ρ	0,355	0,386	0,388	0,518
Потери кинетической энергии, %	10,4	8,7	8,7	6,2
Мощность ступени, МВт	6,57	6,7	6,85	9,08
Абсолютный угол выхода потока, град *	-27,81	-35,16	-37,11	8,5
2-я ступень				
Статическое давление на выходе, кПа	27,8	27,8	21,8	21,8
Степень понижения полного давления в ступени	2,17	2,17	2,6	2,34
Реактивность, ρ	0,379	0,386	0,445	0,542
Потери кинетической энергии, %	9,7	9,7	8,7	8,0
Мощность ступени, МВт	7,26	7,37	8,87	8,18
Абсолютный угол выхода потока, град *	-21,49	-24,48	-41,25	7,44
Суммарные характеристики 2-х ступеней				
Потери кинетической энергии, %	9,5	8,8	8,1	6,6
Потери с выходной скоростью, %	2,5	2,4	4,5	2,1
Мощность, МВт	13,83	14,06	15,72	17,26
КПД адиабатический, %	90,5	91,2	91,9	93,4

* по среднему сечению, отсчитываются от осевого направления

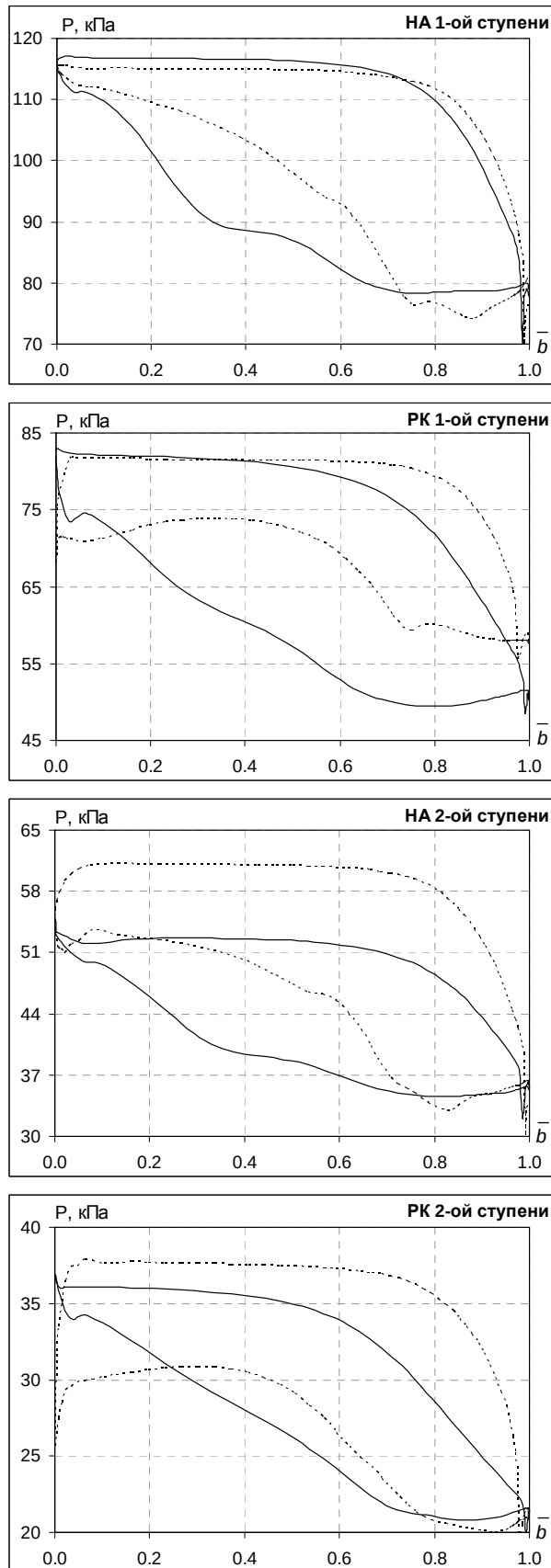


Рис. 2. Распределение давления в среднем сечении на поверхности лопатки по ширине: --- исходная конструкция (с увеличенной нагрузкой); — модернизированная конструкция

4. Модернизированная проточная часть

Вид модернизированной проточной части первых двух ступеней показан на рис. 3, а основные геометрические характеристики даны в табл. 1.

Лопатки модернизированных ступеней спроектированы по методике, описанной ранее, и имеют существенно большие значения D/l .

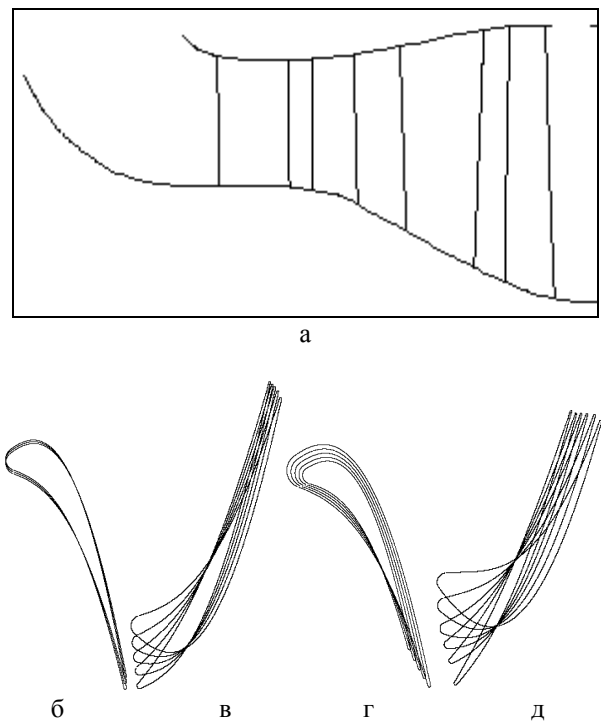


Рис. 3. Модернизированная проточная часть: а – меридиональное сечение; б – НА первой ступени; в – РК первой ступени; г – НА второй ступени; д – РК второй ступени

Из представленных в табл. 2 и на рис. 2 результатов расчета модернизированной проточной части видно:

- прирост теплового перепада распределится между двумя ступенями (в исходном варианте реализовался только на второй ступени);
- углы выхода потока из ступеней стали существенно ближе к осевому направлению;
- увеличилась реактивность ступеней;
- улучшилось распределение давлений на поверхностях лопаток;

- потери кинетической энергии уменьшились на 2,9%;
- потери кинетической энергии с выходной скоростью уменьшились на 0,4%;
- увеличилась мощность двух ступеней на 3,44 МВт (на один поток).

Заключение

1. На основе анализа результатов расчета трехмерного течения потока в проточной части ЦНД паровой турбины мощностью 200 МВт предложено направление ее модернизации.
2. Предложен метод профилирования лопаток, в котором профиля описываются кривыми четвертого порядка.
3. С помощью предложенного метода профилирования разработаны первые две ступени проточной части ЦНД, срабатывающие повышенный тепловой перепад.
4. Модернизированная проточная часть первых двух ступеней ЦНД обеспечивает увеличение адиабатического КПД на 2,9 % и мощности на 3,43 МВт (на один поток).
5. Целью дальнейших исследований является разработка последней ступени, предназначенной для совместной работы с предложенными первыми ступенями ЦНД паровой турбины.

Литература

1. Мамонтов Н.И., Пугачева Т.Н. Некоторые проблемы реконструкции и модернизации паровых турбин тепловых электростанций Украины // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. – 2008. – № 6. – С. 152-161.
2. Русанов А.В., Ершов С.В., Пащенко Н.В., Яковлев В.А. Аэродинамическое усовершенствование последней ступени цилиндра низкого давления

паровой турбины мощностью 200 МВт // Пробл. машиностроения. – 2007. – 10, № 4. – С. 53-61.

3. Єршов С.В., Русанов А.В. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатоступінцевих турбомашинах «FlowER»: Свідчення про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996.

4. Lampart P., Rusanov A., Yershov S., Marcinkowski S., Gardzilewicz A. Validation of a 3D RANS Solver With a State Equation of Thermally Perfect and Calorically Imperfect Gas on a Multi-Stage Low-Pressure Steam Turbine Flow // Transactions of the ASME. Journal of Fluids Engineering. – 2005. – 127, № 1, January. – С. 83-93.

5. Lampart P., Yershov S., Rusanov A. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery., Politechnika Łódzka, Łódź, Poland. – 2002, No. 122. – P. 63-70.

6. Wilcox D.C. Turbulence Modeling for CFD. – 2nd ed. – DCW Industries, Inc., La Canada, California, 2004. – 540 p.

7. Menter F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 11. – P. 1299-1310.

8. Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин. – Х.: Выща школа, 1989. – 217 с.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: канд. техн. наук, с.н.с. В.Н. Голощапов, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

УДК 681.3

О.В. КРАВЧЕНКО, И.Г. СУВОРОВА, И.А. БАРАНОВ, С.С. ХОЛОБЦЕВ*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков***МОДЕЛИРОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В УСТРОЙСТВАХ
ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО РАСПЫЛИВАНИЯ ЖИДКИХ ТОПЛИВ**

Качество подачи топлива и окислителя в камеры сгорания оказывает существенное влияние на технико-экономические и экологические показатели эффективности работы энергетических установок.

Проведено математическое и физическое моделирование течения в торсионных гидродинамических форсунках, основной задачей которых является ультрадисперсное распыливание эмульсионного или суспензионного топлива. Предложены методы интенсификации процессов подготовки топлив и их распыливания с использованием кавитационных явлений.

Представлены результаты экспериментальных исследований разработанных кавитационных устройств, в том числе в составе пилотной установки по получению и сжиганию искусственных композитных жидких топлив (ИКЖТ). Показаны преимущества использования данных изделий и пути их дальнейшего внедрения в различные отрасли промышленности.

математическая модель, дисперсность, гидродинамические преобразователи, жидкое топливо**Введение**

В настоящее время происходит резкое ужесточение требований к технико-экономическим и экологическим показателям эффективности работы широкого круга энергетических объектов – от двигателей внутреннего сгорания транспортных средств до малых и больших, мобильных и стационарных энергогенерирующих установок.

Особую актуальность приобретает вовлечение в номенклатуру сжигаемых топлив биомассы, биоотходов, угля, отходов нефтепереработки и пр. Как правило, для подачи горючего в камеры сгорания используются центробежные, пневматические, струйные или комбинированные форсунки, отличительной особенностью которых является высокие требования к чистоте топлива. Использование для сжигания в перечисленных типах форсунок суспензионных композитных топлив не допускается, поскольку наличие дисперсной конденсированной фазы в топливе приводит к быстрому засорению трубопроводов и калиброванных проходных отверстий.

Одним из путей выхода из сложившейся ситуации является усовершенствование конструкций го-

релочных устройств и технологий сжигания топлив, в которых, в первую очередь, будут на новом качественном уровне решены вопросы предварительного гидродинамического диспергирования.

Новые возможности по качеству распыливания открывает использование гидрокавитационных преобразователей торсионного типа [1, 2].

В основу процессов активации гидродинамического преобразования потока жидкости в таких устройствах положены явления кавитации. Основной целью при проектировании нового типа форсунок является организация в течении кавитационных зон, в которых происходит сверхтонкое диспергирование жидкости и создание высококачественной гетерогенной смеси с предполагаемым окислителем.

**1. Математическое моделирование
гидродинамических процессов
в форсунках****1.1. Постановка задачи для поля скоростей.**

Плоское стационарное течение вязкой несжимаемой жидкости описывается следующей системой уравнений:

$$V_x \frac{\partial V_x}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial y} + Eu \frac{\partial P}{\partial x} - \frac{1}{Re} \Delta V_x = 0; \quad (1)$$

$$V_x \frac{\partial V_y}{\partial x} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial y} + Eu \frac{\partial P}{\partial y} - \frac{1}{Re} \Delta V_y = 0; \quad (2)$$

$$\frac{\partial V_x}{\partial x} + \frac{\partial V_y}{\partial y} = 0. \quad (3)$$

Здесь (1), (2) – уравнения Навье-Стокса, (3) – уравнение неразрывности движения, Re – число Рейнольдса, Eu – число Эйлера.

Вводя функцию тока ψ с помощью соотношений $V_x = \frac{\partial \psi}{\partial y}$, $V_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x}$, систему (1) – (3) преобразуем к нелинейному дифференциальному уравнению в частных производных 4-го порядка относительно функции тока ψ [3]

$$\frac{1}{Re} \Delta \Delta \psi - \frac{\partial \psi}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \psi}{\partial x} + \frac{\partial \psi}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \psi}{\partial y} = 0. \quad (4)$$

Граничные условия для такого уравнения вытекают из условия прилипания на твердой стенке и скорости на входе.

1.2. Граничные условия. На твердой стенке имеем условие прилипания

$$(V_x = \frac{\partial \psi}{\partial y} = 0, \quad V_y = -\frac{\partial \psi}{\partial x} = 0),$$

отсюда следует, что

$$\frac{\partial \psi}{\partial \tau} = (\nabla \psi, \vec{\tau}) = 0; \quad \frac{\partial \psi}{\partial n} = (\nabla \psi, \vec{n}) = 0.$$

Так как на твердой стенке $\frac{\partial \psi}{\partial \tau} = 0$, то на этой же стенке $\psi = const$.

На входе задается параболический профиль скорости.

1.3. Расчет гидродинамических характеристик в форсунке. Найдем распределение поля скоростей в потоке при протекании его через форсунку. Решаем уравнение (4) для функции тока в области Ω , описанной неравенством $\omega(x, y) \geq 0$, график функции $\omega(x, y)$ в виде изолиний представлен на рис. 1.

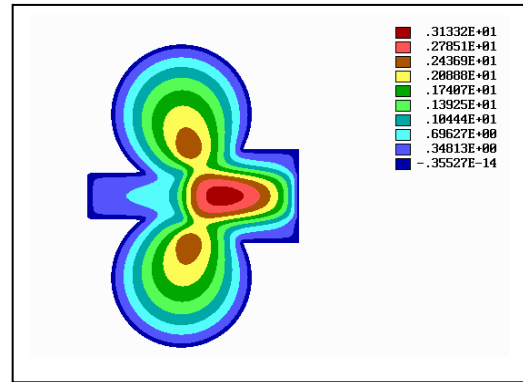


Рис. 1. Функция $\omega(x, y)$

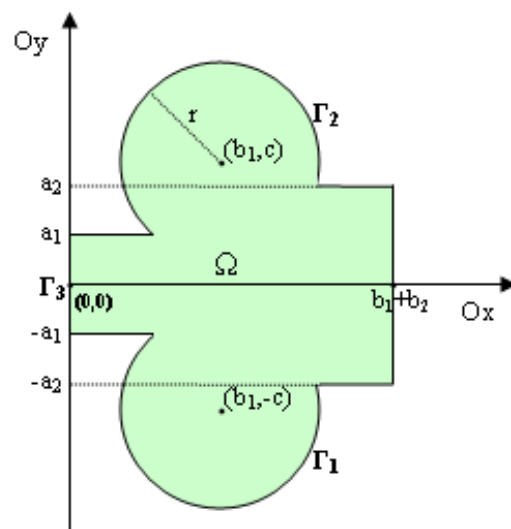


Рис. 2. Область Ω

Структура решения для уравнения (4) с соответствующими граничными условиями имеет вид $\psi = \psi_1 + \psi_0$ [4 – 6], где ψ_0 удовлетворяет всем граничным условиям внутри области, схема которой изображена на рис. 2, и получена с помощью формулы "склейки" [4],

$$\psi_0 = \frac{\sum_{i=1}^3 \frac{\Psi_i}{w_i^2}}{\sum_{i=1}^3 \frac{1}{w_i^2}},$$

где Ψ_i – значения функции ψ , заданные на участках границы Γ_i , описываемых уравнением $w_i = 0$.

Здесь

$$\Psi_1 = -\frac{2a_1}{3}; \quad \Psi_2 = \frac{2a_1}{3};$$

$$w_1 = (x - b_1) \wedge_0 (y + a_2) \vee_0 (y + a_1) \vee_0 \left(r^2 - (x - b_1)^2 - (y + c)^2 \right);$$

$$w_2 = (x - b_1) \wedge_0 (a_2 - y) \vee_0 (a_1 - y) \vee_0 \left(r^2 - (x - b_1)^2 - (y - c)^2 \right);$$

$$\Psi_3 = y - \frac{y^3}{3a_1^2}, \quad w_3 = x.$$

Таким образом,

$$\Psi_0|_{\Gamma_i} = \Psi_i, \quad \frac{\partial \Psi_0}{\partial n}|_{\Gamma_i} = 0, \quad i = 1, 2, 3,$$

где Ψ_1 – неизвестная функция с нулевыми граничными условиями Дирихле и Неймана, которая имеет вид $\Psi_1 = \omega_1^2 P_1$.

Здесь $P_1 = \sum_{i=1}^N A_i \zeta_i$ – неопределенная компонента

структуры;

A_i – константы, которые необходимо определить;

ζ_i – специальные функции, образующие базис в гильбертовом пространстве, в котором ищется решение;

$$\omega_1 = (f_1 \wedge_0 f_2) \vee_0 (f_3 \wedge_0 f_4) \vee_0 (f_5 \vee_0 f_6);$$

$$\wedge_0(x, y) = x + y - \sqrt{x^2 + y^2} - \text{R-конъюнкция};$$

$$\vee_0(x, y) = x + y + \sqrt{x^2 + y^2} - \text{R-дизъюнкция};$$

$$f_1 = x(b_1 + b_2 - x) / (b_1 + b_2);$$

$$f_2 = (a_1 + y)(a_1 - y) / (2a_1);$$

$$f_3 = (x - b_1) / b_1;$$

$$f_4 = (a_2 + y)(a_2 - y) / (2a_2);$$

$$f_5 = \left(r^2 - (x - b_1)^2 - (y - c)^2 \right) / (2r);$$

$$f_6 = \left(r^2 - (x - b_1)^2 - (y + c)^2 \right) / (2r);$$

a_1 – половина ширины на входе в форсунку;

a_2 – половина ширины на выходе из форсунки;

$b_1 + b_2$ – длина форсунки;

b_1 – величина, на которую центр окружности отстоит от входа по оси икс;

c – величина, на которую центр окружности отстоит от оси симметрии по оси игрек;

r – радиус окружности.

Относительно функций Ψ_1 и Ψ_0 уравнение (4) имеет вид

$$\begin{aligned} \frac{1}{\text{Re}} \Delta \Delta \Psi_1 - \left\{ \frac{\partial \Psi_1}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_1}{\partial x} - \frac{\partial \Psi_1}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_1}{\partial y} \right\} - \frac{\partial \Psi_1}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial x} - \\ - \frac{\partial \Psi_0}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_1}{\partial x} + \frac{\partial \Psi_1}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial y} + \frac{\partial \Psi_0}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_1}{\partial y} = \\ = - \frac{1}{\text{Re}} \Delta \Delta \Psi_0 + \frac{\partial \Psi_0}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial x} - \frac{\partial \Psi_0}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial y}. \end{aligned} \quad (5)$$

После применения процесса линеаризации получим последовательность линейных уравнений

$$\begin{aligned} \frac{1}{\text{Re}} \Delta \Delta \Psi_{n+1} - \left\{ \frac{\partial \Psi_n}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_{n+1}}{\partial x} + \frac{\partial \Psi_{n+1}}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_n}{\partial x} - \right. \\ \left. - \frac{\partial \Psi_n}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_{n+1}}{\partial y} - \frac{\partial \Psi_{n+1}}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_n}{\partial y} \right\} - \\ - \frac{\partial \Psi_{n+1}}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial x} - \frac{\partial \Psi_0}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_{n+1}}{\partial x} + \frac{\partial \Psi_{n+1}}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial y} + \\ + \frac{\partial \Psi_0}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_{n+1}}{\partial y} = - \frac{1}{\text{Re}} \Delta \Delta \Psi_0 + \frac{\partial \Psi_0}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial x} - \\ - \frac{\partial \Psi_0}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_0}{\partial y} - \frac{\partial \Psi_n}{\partial y} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_n}{\partial x} + \frac{\partial \Psi_n}{\partial x} \cdot \frac{\partial \Delta \Psi_n}{\partial y}. \end{aligned} \quad (6)$$

Задача решается методом наименьших квадратов [7]. Статическое давление определяется из уравнения Пуассона с правой частью, зависящей от найденной функции тока. Приближенное решение понимается в смысле нормы $L_2(\Omega)$.

Авторами решена задача и в осесимметричной постановке [6]. Разработанные методики позволяют осуществлять расчеты как для проектировки теплогенераторов [5], работающих на принципе диссипации энергии в гидротоке, так и устройств ультрадисперсного распыливания.

2. Результаты вычислительных и экспериментальных исследований

На рис. 3 – 5 представлены результаты вычислительных экспериментов: распределения скоростей и давлений при протекании потока через форсунку. Вычислительные эксперименты проводились на

сетке 40×40 сплайнов 5-го порядка. Количество итераций 9.

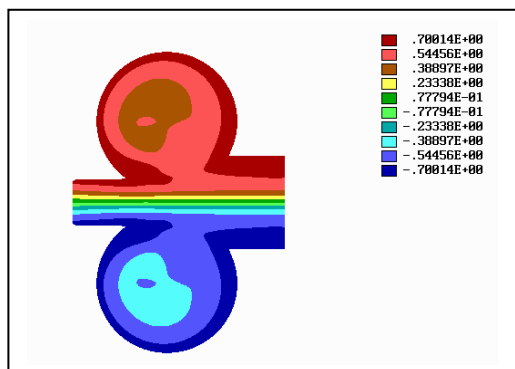


Рис. 3. Функция тока ($Re = 1000$)

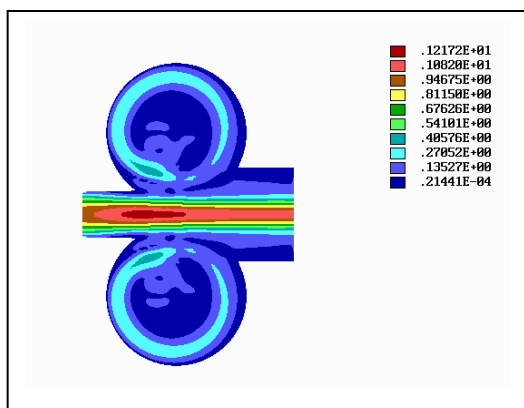


Рис. 4. Функция модуля скорости ($Re = 1000$)

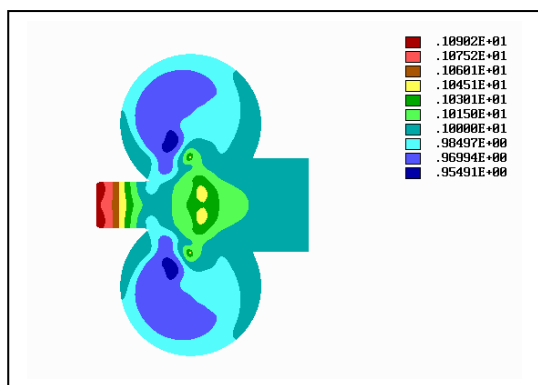


Рис. 5. Функция статического давления
($Re = 1000$, $Eu = 10$)

В качестве основного требования, выдвигаемого к данному типу разрабатываемой форсунки, является возможность обеспечения подачи в камеру сгорания теплогенерирующей установки суспензионных и эмульгированных горючих ультрадисперсного распыла. В данном случае основной задачей

является недопущение образования конгломератов наполнителя, как вдоль тракта топливоподготовки, так и непосредственно в камере сгорания. Образование конгломератов напрямую связано с параметрами потока, поэтому необходимо варьировать геометрией канала и параметрами потока на входе для максимальной эффективности распыливания. При этом кавитация в канале препятствует образованию конгломератов.

Ранее авторами показано [1, 2], что возникновение кавитации в потоке может приводить в зоне коллапса пузырьков к диспергированию среды до молекулярного и атомарного уровней. Эксперименты с водой подтверждают данные предположения. При этом частично изменяются ее свойства, в том числе щелочность. Воздействие на ультрадисперсную эмульсию «вода-углеводород» изменяет фракционный состав конечного продукта с частичной гидрогенизацией и гидролизом углеводородного сырья, подтверждая то, что имеет место деструкция молекул воды как на атомы, так и на ионы H^+ и OH^- . Гидрокавитационное воздействие оказывает влияние и на процесс дробления конгломератов конденсированной фазы и пленки топлива на выходе из форсунок.

Однако количественная оценка данного эффекта требует дополнительных исследований и тщательного анализа.

На рис. 6 – 8 представлены некоторые зависимости параметров распыла от давлений и скоростей потока. Исследовались также режимы течения, при которых через центральное отверстие подавался сжатый воздух, а топливо подавалось непосредственно в зону пониженного давления торообразной камеры смешения.

На основании результатов численного и физического моделирования разработана методика расчета проточной части кавитационной форсунки в зависимости от свойств жидкости и термодинамических параметров на входе в распыливающее устройство.

В соответствии с методикой созданы и успешно испытаны в промышленных установках ряд смесителей-форсунок (рис. 9).

Дисперсность распыла топлива после смесителя-форсунки определялась с помощью лазерной установки (рис. 10).

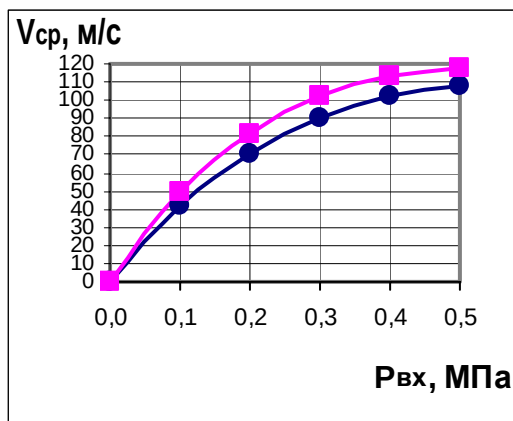


Рис. 6. Зависимость скорости течения газовой смеси в камере смешения торсионной форсунки от давления воздуха на входе при разных значениях диаметра тора вихревой камеры и постоянном диаметре сопла:

- — $d_{соп.} = 4 \text{ мм}; d_{тор.} = 30 \text{ мм};$
- — $d_{соп.} = 4 \text{ мм}; d_{тор.} = 20 \text{ мм}$

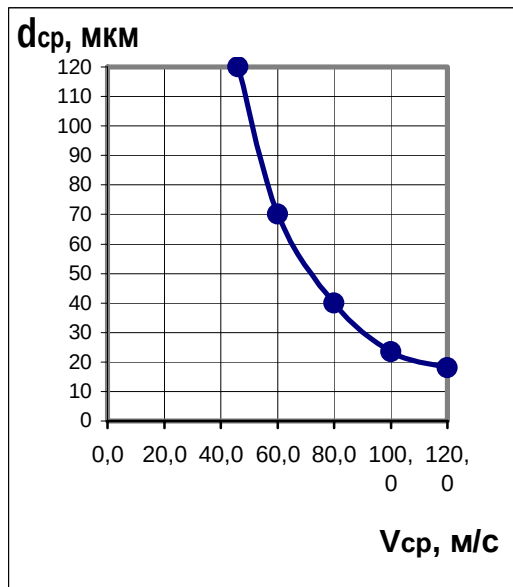


Рис. 7. Зависимость среднего диаметра капель в распыленной струе от средней скорости газовой смеси в камере смешения торсионной форсунки, при $d_{соп.} = 4 \text{ мм}; d_{тор.} = 30 \text{ мм}$

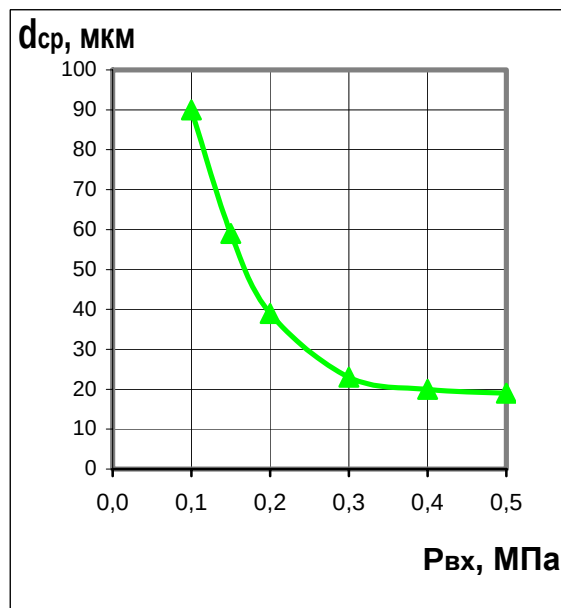


Рис. 8. Зависимости среднего диаметра капель распыленной струи торсионной форсунки ($d_{соп.} = 4 \text{ мм}; d_{тор.} = 30 \text{ мм}$) от давления газа на входе



Рис. 9. Типы смесителей-форсунок

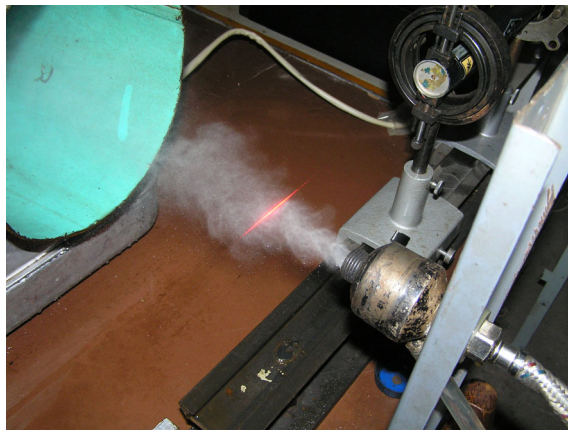


Рис. 10. Стенд по определению дисперсности распыла

4. Опытные-промышленные испытания

В качестве примера реализации разработанной методологии расчета и проектирования форсунок приведем наиболее сложный случай – ее применение для создания устройства сжигания искусственного жидкого композитного топлива (ИКЖТ), состоящего из биоила очистных сооружений (влажность около 85%), воды и углеводородной фракции. Сложность состоит в том, что ИКЖТ представляет собой вязкую эмульсию с включениями твердого осадка.

Организация распыливания и устойчивого горения такого топлива имеет определенную сложность. Достаточно сказать о том, что ни одна из известных конструкций форсунок не дала устойчивого результата.

Плохое качество распыливания, быстрое засорение сопел, необходимость наличия высокого давления потока на входе в форсунки – это лишь некоторые проблемы применения центробежных, пневматических и других типов стандартных форсунок.

Огневые испытания форсунок, разработанных для распыливания альтернативного топлива, проводились на очистных сооружениях в г. Харькове на установке по производству и сжиганию ИКЖТ (рис. 11), разработанной сотрудниками Харьковского национального университета радиоэлектроники.

В высокотемпературную зону горения после распыливания попадает поток ультрадисперсных капель углеводородного топлива, воды и наполнителя (биоила).

Попадая в зону горения, частицы воды (размерами 5 – 15 мкм), находящиеся внутри капель углеводородного топлива, быстро испаряются, «взрываются» и разбрызгивают его, производя дополнительное диспергирование. Улучшается доступ окислителя к топливу, ускоряются процессы газификации в твер-

дом наполнителя, уменьшается механический и химический недожог. Даже визуально пламя становится похожим на кислородно-водородное высокотемпературное горение. При этом факел горения увеличивается в объеме на 11 – 12% и более плотно заполняет топочную камеру.

Улучшаются теплообменные процессы, полнота сгорания некондиционного углеводородного топлива (в нашем случае – отработанное масло) достигает 99,5%.



Рис. 11. Экспериментальная установка по сжиганию топлива

Созданный макетный образец форсунки прошел успешные испытания по сжиганию альтернативного биотоплива и доказал преимущества гидрокavitационного подхода для интенсификации физико-химических процессов в устройствах распыливания.

Выводы

Предложены методы интенсификации процессов подготовки топлив и их распыливания с использованием кавитационных явлений.

Проведено математическое и физическое моделирование течения в торсионных гидродинамических форсунках, основной задачей которых является ультрадисперсное распыливание эмульсионного или суспензионного топлив.

Представлены результаты экспериментальных исследований разработанных кавитационных уст-

роЙств, в том числе в составе пилотной установки по получению и сжиганию искусственных композиционных жидких топлив.

Проведенные испытания показали преимущества использования предложенных принципов предварительной активации топлив, доказали то, что использование гидрокавитационных технологий подготовки и распыливания топлив может существенно улучшить технико-экономические и экологические показатели эффективности работы энергетических установок.

Данные исследования проведены в рамках научного проекта “Создание экспериментального стенда гидродинамического кавитационного влияния на нефть и нефтепродукты с целью уменьшения вязкости для осуществления более эффективного их транспортирования” программы НАН Украины “Научно-технические основы решения проблем энергосбережения”.

Литература

1. Пат. 82138 Україна. МПК⁷ B01F 5/02, 04, 06, B02C 19/06. Змішувач-форсунка І.Г.Суворова, О.В. Кравченко (Україна). – Заявл. 19.06.2006; Опубл.11.03.08. Бюл. № 5.

2. Кравченко О.В. Физико-химические преобразования углеводородных соединений с использова-

нием новых кавитационных устройств // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2007. – № 1 (37). – С. 65-69.

3. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т. 6. Гидродинамика. – М.: Наука, 1988. – 736 с.

4. Рвачев В.Л. Теория R-функций и некоторые ее приложения. – К.: Наук. думка, 1982. – 552 с.

5. Баранов И.А., Кравченко О.В., Суворова И.Г. Метод R-функций для расчета взаимосвязанных полей в гидротоках // *Вісник Харк. нац. ун-та – Сер. Мат. моделювання. Інформаційні технології. Автоматизовані системи управління*. – Х. – 2007. – № 780. – С. 9-18.

6. Суворова И.Г., Кравченко О.В. Математическое моделирование потока жидкости методом R-функций // *Системні технології: Регіон. міжвуз. зб. наук. пр.* – Дніпропетровськ. – 2006. – Вип. 4 (45). – С. 57-69.

7. Михлин С.Г. Вариационные методы в математической физике. – М.: Наука, 1970.- 512 с.

Поступила в редакцию 30.05.2008

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

УДК 621.16:532.6

В.Е. СПИЦЫН, М.А. ШАРОВСКИЙ, М.Ю. ШЕЛКОВСКИЙ*ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, Украина***КОМПРЕССОР СО СПЕЦИАЛЬНЫМ ПРОФИЛИРОВАНИЕМ
ЛОПАТОЧНЫХ ВЕНЦОВ**

В работе рассмотрены результаты идентификации расчетной модели лопаточных венцов осевого компрессора на основе программного комплекса ANSYS CFX по экспериментальным исследованиям, а также результаты расчетно-экспериментальных исследований компрессора с решетками профилей лопаток, спроектированных по специальной методике. Расчетно-экспериментальные исследования выполнялись на высоконапорном шестиступенчатом осевом компрессоре, три первые ступени которого спроектированы по классической методике, а три последние – по специальной методике. Расчетные исследования проводились как на грубой, так и на точной сетке. По результатам экспериментальных исследований получены данные для угла отставания и угла атаки в виде коэффициентов m и n .

компрессор, профиль, средняя линия, рабочее колесо, к.п.д., эксперимент, характеристика, угол отставания, угол атаки

Введение

Рост мощности и повышение эффективности параметров газотурбинных установок требует совершенствования входящих в их состав элементов, одним из которых является осевой компрессор. Возникающие при проектировании компрессора задачи оптимизации его характеристик решаются с использованием современных методов вычислительной аэродинамики (CFD) – современных методов расчета вязких трехмерных течений в турбомашинах.

Результаты расчета по расчетным методам дают представление о структуре течения в межлопаточном канале компрессорной решетки, но информации о значениях угла отставания и угла атаки, получаемых в результате расчетов недостаточно.

Такие данные представляют особый интерес для профилей лопаток, спроектированных по специальной методике [1].

последние – по специальной методике [2]. Экспериментальные исследования проведены на компрессорном стенде в широком диапазоне режимов работы компрессора [2].

Кроме того, исследования газодинамических характеристик проведены на трех изолированных последних ступенях, спроектированных по специальной методике, при равномерной радиальной эпюре полного давления и температуры на входе в эти ступени. Экспериментальные материалы были использованы в расчетных исследованиях.

Цель работы – идентификация расчетной модели лопаточных венцов осевого компрессора на основе программного комплекса ANSYS CFX по экспериментальным исследованиям, а также расчетно-экспериментальные исследования компрессора с решетками профилей лопаток, спроектированных по специальной методике.

1. Объект и цели исследований

Расчетно-экспериментальные исследования выполнялись на высоконапорном шестиступенчатом осевом компрессоре, три первые ступени которого спроектированы по классической методике, а три

2. Расчетный анализ

Расчетное исследование структуры течения в высоконапорном компрессоре (рис. 1), результаты которого представлены ниже, проведено в два этапа. На первом этапе выполнен расчет течения в шести-

ступенчатом компрессоре. Исследовался ряд режимов работы с различными степенями повышения полного давления на изодромных характеристиках $\overline{n_{np}} = 0,8$; $\overline{n_{np}} = 0,9$; $\overline{n_{np}} = 1,0$. В эксперименте [2] получена меньшая величина коэффициента напора на последних трех ступенях по сравнению с проектными параметрами. Поэтому на втором этапе были рассчитаны характеристики трех последних ступеней компрессора, спроектированных по специальной методике, при равномерной радиальной эпюре полного давления и температуры на входе в эти ступени. Полученные расчетные данные по углу отставания и углу атаки сопоставлены с экспериментальными значениями.

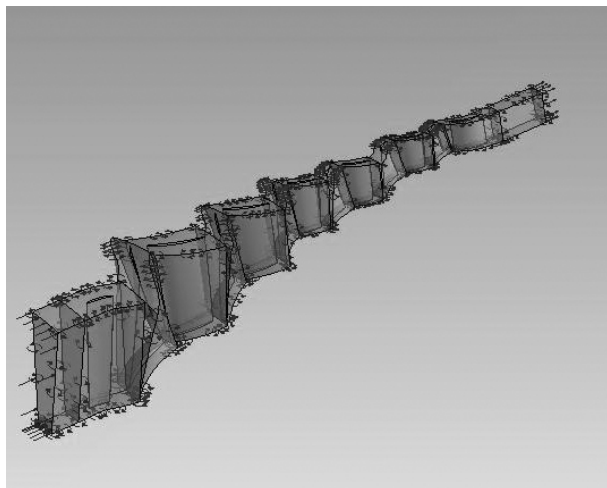


Рис. 1. Схема проточной части компрессора

2.1. Геометрия и сетка. Расчетные исследования проводились как на грубой, так и на точной сетке с полным количеством элементов в расчетной области 50 000 и 300 000 на венец соответственно. Точная сетка была построена таким образом, чтобы получить в расчете значение y^+ порядка 3. Структура сеточного разбиения (рис. 2) состоит из многоблочной О-сетки около поверхности лопатки и многоблочной Н-сетки в межлопаточном канале, областях вверх и вниз по течению. Построенные расчетные сетки являются структурированными, многоблочными, состоящими из гексоидальных элементов.

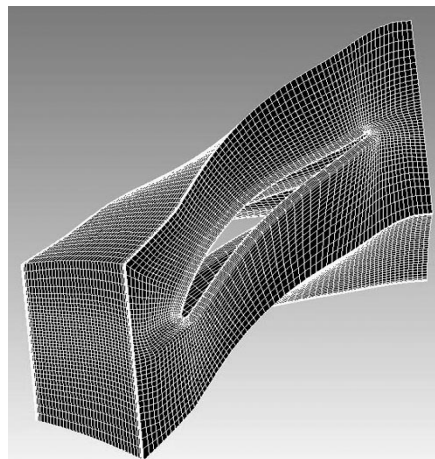


Рис. 2. Расчетная сетка для лопатки рабочего колеса

2.2. Граничные условия. В качестве расчетной области для каждого венца выбиралась периодическая часть, содержащая одну лопатку. Граничные условия на входе в компрессор задавались с фиксацией расхода, полной температуры (288 К), параметров турбулентности (степень турбулентности 0,05). Граничные условия на выходе из компрессора задавались с фиксацией среднего по площади выхода статического давления. Верхняя граница среднего статического давления на выходе определялась, исходя из поведения кривой “расход-степень сжатия” и устойчивости численного расчета. На сопрягающихся границах областей, которые принадлежат к разным венцам, определялся интерфейс между вращающейся и неподвижной областью (Stage), который производит интерполяцию между сопрягающимися расчетными сетками с учетом изменения системы координат и выполнения законов сохранения. Величина шага по времени выбиралась, исходя из угловой скорости вращения ротора компрессора $\left(\frac{1}{\omega}\right)$. Критерием сходимости являлось достижение величины среднеквадратичной невязки устойчивого уровня $(0,5 \times 10^{-4} \div 1 \times 10^{-4})$. Базовой для расчетов являлась модель турбулентности Ментера SST. Расчетные данные, взятые с интерфейса между РК и НА осреднялись по массе.

3. Результаты исследований

3.1. Характеристика компрессора. Испытания компрессора были выполнены на компрессорном стенде. Числа Рейнольдса и Маха, рассчитанные для исследуемых ступеней при номинальном режиме работы компрессора:

$$Re = (1,1 \div 1,5) \cdot 10^6, \quad M = 0,8 \div 1,1.$$

Экспериментальная характеристика второй ступени компрессора представлена на рис. 3 в сопоставлении с расчетными данными, полученными с помощью задачи CFX на грубой и точной сетках. По результатам расчетов можно сделать вывод, что варьирувавшееся в расчетах количество элементов в расчетной области слабо влияет на величину коэффициента напора и более сильно влияет на величину потерь в венце. На рис. 4 приведена характеристика четвертой ступени, в сопоставлении с расчетными данными, полученными с помощью задачи CFX.

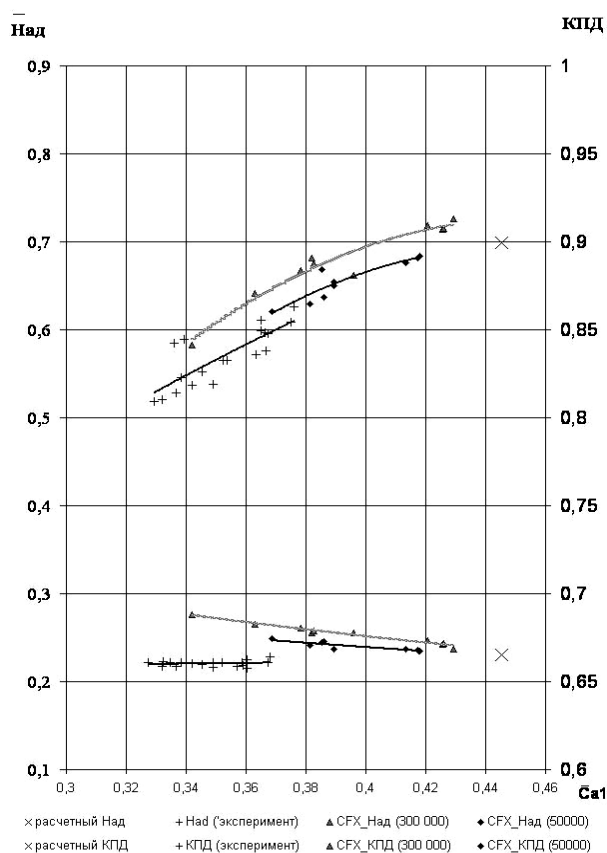


Рис. 3. Газодинамическая характеристика второй ступени компрессора

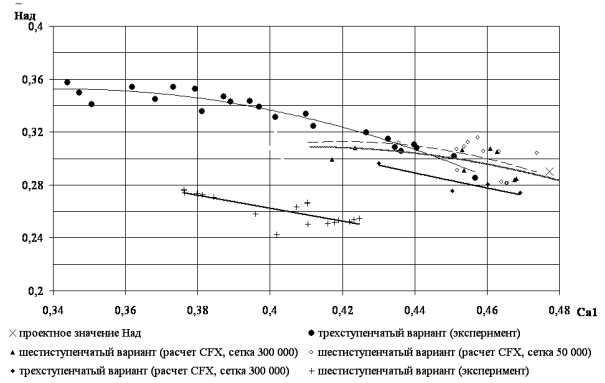


Рис. 4. Газодинамическая характеристика четвертой ступени компрессора

Радиальные эпюры температур и давлений по ступеням шестиступенчатого компрессора на режиме, близком к номинальному, представлены на рис. 5, 6 в сопоставлении с данными расчета на точной сетке.

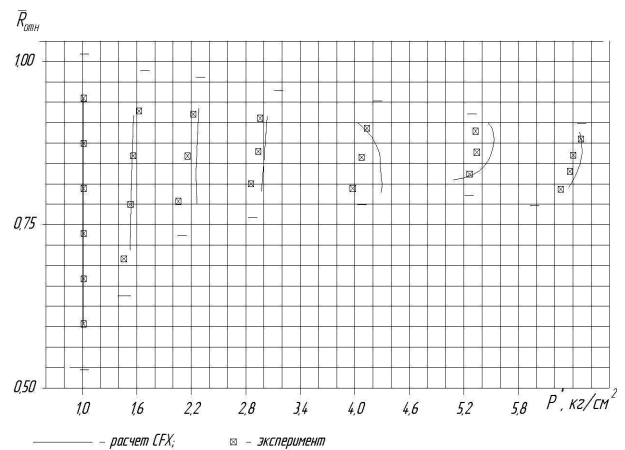


Рис. 5. Эпюры полных давлений по ступеням компрессора

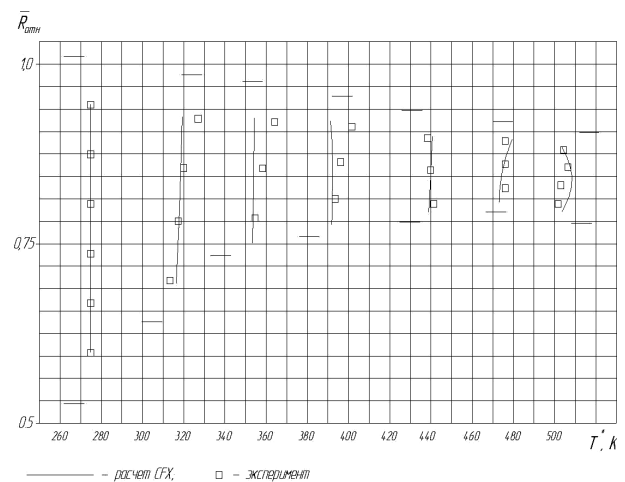


Рис. 6. Эпюры полных температур по ступеням компрессора

На рис. 7 показаны векторы скоростей в межлопаточном канале РК и НА четвертой ступени. Из результатов расчетов следует, что недополучение напора в эксперименте связано с изменением расчетной величины угла атаки на входе в венец в концевых областях из-за неравномерности радиальных эпюр $P_1^*(R)$, $T_1^*(R)$, и уменьшением коэффициента напора с соответствующим увеличением угла отставания в этих областях $\delta = \beta_{2f} - \beta_2$.

Зависимость угла отставания в решетке 4 РК от угла атаки по высоте представлена на рис. 8 в сравнении с расчетными данными, полученными на точной сетке.

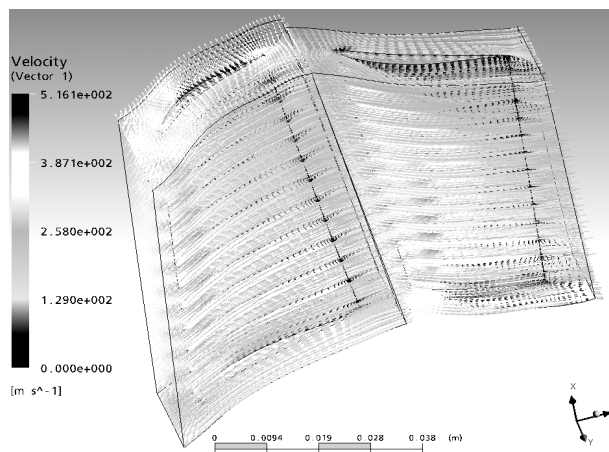


Рис. 7. Визуализация течения в межлопаточном канале четвертой ступени

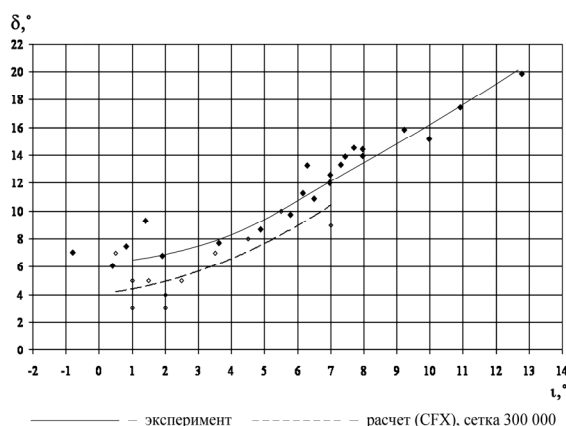


Рис. 8. Зависимость угла отставания от угла атаки в решетке 4 РК по высоте лопатки

Втулочные сечения при испытаниях, как следует из рис. 8, работают с повышенными углами атаки, в

области, в которой углы отставания зависят от углов атаки.

Отличие экспериментальных данных от результатов расчета указывает на влияние повышенных радиальных зазоров по рабочим и поворотным направляющим лопаткам на коэффициент напора и потери в ступени. Потеря КПД для второй ступени $\Delta\eta$ составляет $1,9 \pm 2,5\%$. Эффективным методом уменьшения $\Delta\eta$ является минимизация радиального зазора по рабочим лопаткам путем доработки корпуса компрессора постановкой вставок, по поворотным направляющим лопаткам путем фиксации их в определенном угловом положении, соответствующем максимуму КПД.

3.2. Анализ угла атаки и угла отставания. По результатам экспериментальных исследований получены данные для угла отставания и угла атаки. На рис. 9, 10 представлены обобщающие экспериментальные данные для параметров n и m по зависимостям: $n = \frac{i - i_0}{\theta}$ и $m = \frac{\delta - \delta_0}{\theta}$ для трех последних ступеней компрессора, спроектированных по специальной методике при равномерной эпюре давления на входе в четвертую ступень.

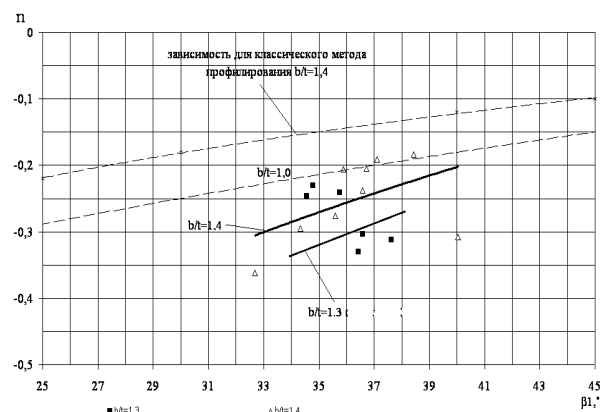


Рис. 9. Зависимость коэффициента n от густоты решетки и угла входа потока

Ранее аналогичные зависимости для угла отставания и угла атаки были получены для компрессора стационарной установки, несколько ступеней которого были спроектированы по методу специального

профилирования [3]. Эти данные представляют собой обобщение экспериментальных исследований для решеток профилей, полученных по специальной методике, и могут быть использованы при решении прямой задачи аэродинамики для компрессорных решеток.

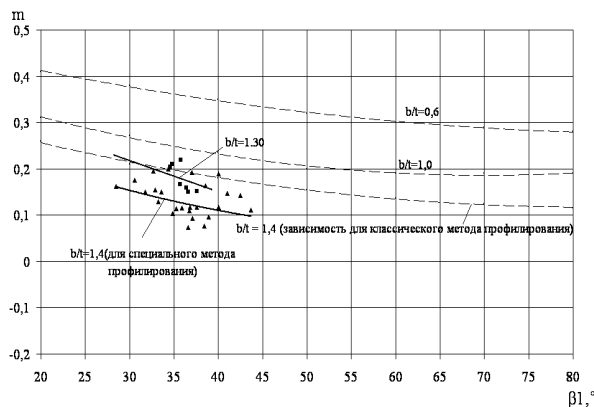


Рис. 10. Зависимость коэффициента m от густоты решетки и угла входа потока

Заключение

Выполнены расчеты трехмерного турбулентного течения в шестиступенчатом высоконапорном компрессоре. Выбранная расчетная модель, граничные условия позволяют получить численное решение, соответствующее реальной физической картине.

Варьировавшееся в расчетах количество элементов в расчетной области слабо влияет на величину коэффициента напора и более сильно влияет на величину потерь в венце.

Отличие экспериментальных данных от результатов расчета указывает на влияние повышенных радиальных зазоров по рабочим и поворотным направляющим лопаткам на коэффициент напора и потери в ступени.

По результатам экспериментальных исследований получены данные для угла отставания и угла атаки в виде коэффициентов m и n .

Для более полного анализа требуется дальнейшее накопление экспериментальных данных. Далее предполагается собрать компрессор в составе шести ступеней и провести повторные испытания по снятию характеристик компрессора, минимизировав влияние радиального зазора на характеристики ступеней.

Литература

1. Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. – М.: Машиностроение, 1986. – 436 с.
2. Шаровский М.А., Ивченко А.В., Шелковский М.Ю. Расчетный и экспериментальный анализ характеристик ступеней компрессора, спроектированных методом специального профилирования // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО “Мотор Сич”. – 2006. – № 3. – С. 26-31.
3. Шаровский М.А., Токарева Е.А., Шелковский М.Ю. Характеристики компрессора со специальным профилированием лопаточных венцов // Вестник двигателестроения. – Запорожье: ОАО “Мотор Сич”. – 2007. – № 3. – С. 56-61.
4. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

Поступила в редакцию 20.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.43.056

С.И. СЕРБИН, С.В. ВИЛКУЛ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАСПЫЛИВАНИЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА ЦЕНТРОБЕЖНОЙ ФОРСУНКОЙ

Рассмотрена возможность определения конуса распыла одно- и двухканальной центробежных форсунок, работающих на жидком топливе, путем математического моделирования течения жидкой и газообразной фаз в каналах топливных форсунок энергетических ГТУ. Представлены результаты численных экспериментов по прогнозированию процессов истечения топлива с помощью VOF-модели. Представленные контуры объемных долей жидкой фазы, давлений и скоростей свидетельствуют о сложном характере гидродинамического взаимодействия потоков в каналах форсунок.

газотурбинный двигатель, центробежная форсунка, моделирование, конус распыла

Введение

Детальное математическое моделирование различных гидрогазодинамических процессов стало возможным благодаря интенсивному развитию электронно-вычислительной техники. Это позволило с помощью численных методов решать системы дифференциальных уравнений, которые включают в себе уравнения Навье-Стокса для сжимаемых жидкостей и газов, уравнения для k и ω в моделях турбулентности, а также уравнения массопереноса [1].

Открытыми до настоящего времени остаются вопросы точности прогнозирования процессов распыливания жидкости центробежной форсункой с помощью подобных математических моделей [2].

1. Постановка задачи

С помощью программного комплекса Fluent проводится численный эксперимент, целью которого является выбор математической модели, которая позволяла бы с приемлемой точностью прогнозировать конус распыла дизельного топлива центробежной форсункой.

Для реализации подобного эксперимента построена трехмерная геометрическая модель одноканальной и двухканальной центробежных форсунок для газотурбинного двигателя мощностью 25 МВт.

Расчеты проводятся для двух режимов форсунки: работает только первый канал (холостой режим работы ГТД), совместно работают два канала (режим номинальной мощности ГТД).

Численный эксперимент осуществляется в нестационарной постановке на тетраэдрической сетке объемом 1,2 млн. ячеек. Суммарное время расчета соответствует времени формирования конуса распыла.

Следует отметить, что область настоящего исследования ограничивается корневым углом конуса распыливания. Дальнейшее формирование и распад пелены топлива на капли не моделируется вследствие ограниченности вычислительных ресурсов. Так, для выбранной центробежной форсунки с постоянным расходом жидкости и среднем размере капель 100 мкм расчетная область должна состоять примерно из $5 \cdot 10^9$ элементов.

2. Математическая модель VOF

Используемая для анализа VOF-модель базируется на следующих допущениях: компоненты жидкости несжимаемы; между ними нет теплообмена; компоненты не перемешиваются и химически не реагируют.

В каждом контрольном объеме объемные доли всех компонентов составляют единицу. Поля всех

переменных определяют среднеобъемные значения всех составляющих. Таким образом, если q -я объемная доля компонента равна α_q , то возможны три основных случая: ячейка пуста для q -го компонента; ячейка заполнена q -м компонентом; ячейка содержит интерфейс между компонентами.

Контроль за интерфейсом между жидкостями осуществляется решением уравнения неразрывности для объемной доли q -го компонента:

$$\frac{\partial \alpha_q}{\partial t} + u_i \frac{\partial \alpha_q}{\partial x_i} = 0.$$

Уравнение объемной доли компонента не решается для первичной фазы (воздух); ее объемная доля вычисляется следующим образом:

$$\sum_{q=1}^n \alpha_q = 1.$$

Свойства, вычисляемые в уравнении переноса, определяются наличием различных долей компонентов в каждом контрольном объеме. Например, плотность (как и другие свойства) находится с помощью следующего уравнения

$$\rho = \alpha_2 \rho_2 + (1 - \alpha_2) \rho_1.$$

Уравнение сохранения количества движения решается во всей расчетной области:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \rho u_j + \frac{\partial}{\partial x_i} \rho u_i u_j = - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \\ + \frac{\partial}{\partial x_i} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho g_j + F_j. \end{aligned}$$

В результате поле скоростей разделяется между рассматриваемыми фазами.

3. Геометрическая модель

Трехмерная геометрическая модель центробежной форсунки представлена на рис. 1. Принцип ее работы следующий: жидкость по тангенциальным каналам 1, ось которых смещена относительно оси сопла, подается в камеру закручивания 2, где приобретает интенсивное вращательное движение и попа-

дает в сопло 3. При выходе из сопла форсунки частицы распределяются по различным траекториям, образуя факел в области 4, которая заполнена неподвижным идеальным газом при атмосферном давлении.

В соответствии с теорией идеальной центробежной форсунки, базирующейся на принципе максимального расхода, разработанной Г.Н. Абрамовичем [3], получены зависимости коэффициента расхода, заполнения сопла и угла конуса распыла от геометрической характеристики форсунки [4].

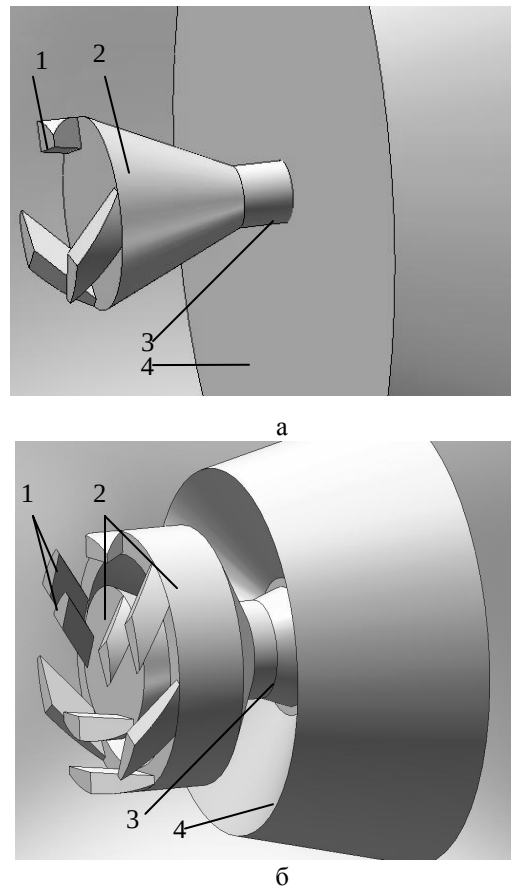


Рис. 1. Модель центробежной форсунки: а – первый канал; б – два канала

Для некруглых сечений входных каналов с перпендикулярным направлением относительно оси сопла выражение для геометрической характеристики имеет вид:

$$A = \frac{R r_c \pi}{n f_{in}} \sin \beta_k,$$

где f_{in} – площадь поперечного сечения канала;

β_k – угол между направлением входного канала и осью сопла.

Для первого канала форсунки (рис. 1, а) с геометрической характеристикой $A = 3$ угол конуса распыла должен составлять 95° – 100° .

Отметим, что для исследуемой двухканальной центробежной форсунки в литературных источниках не было найдено теоретических зависимостей для определения угла конуса распыла.

4. Прогнозирование конуса распыла с помощью модели VOF

На рис. 2 представлены контуры объемной доли дизельного топлива при работе только первого канала форсунки (холостой ход двигателя). Угол конуса распыла составляет 86° – 90° , что соответствует экспериментальным данным и отличается от угла конуса распыла идеальной центробежной форсунки примерно на 10 %.

При увеличении расхода через первый канал (до режима номинальной мощности двигателя) угол конуса распыла несколько уменьшается, что видно из рис. 3.

В случае совместной работы двух каналов на режиме номинальной мощности (рис. 4) конусы распыла первого и второго каналов сливаются, и топливо истекает с общим углом 75° – 80° , что полностью соответствует экспериментальным данным.

Согласно экспериментальным данным [4], взаимное расположение сопел влияет в основном на корневой угол факела первой ступени. По мере заглубления сопла первой ступени корневой угол факела уменьшается, так как топливная струя попадает в вихревую зону второго канала и ударяется в стенку наружного сопла. Это влияние четко прослеживается на рис. 2 – 4.

Этот эффект объясняется тем, что в конце сопла первого канала, а также на его внешней стенке со стороны сопла второго канала, статическое давление имеет отрицательное значение (рис. 5) вследствие

вие большей скорости течения жидкости во втором канале (рис. 6).

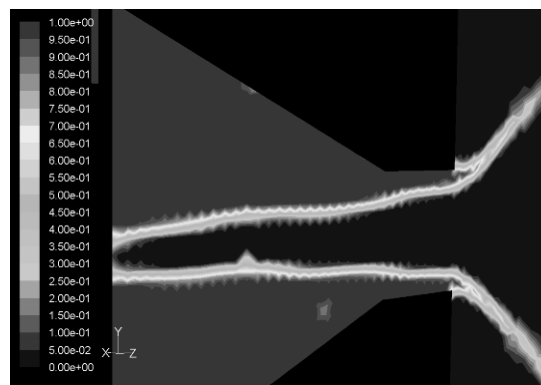


Рис. 2. Работа первого канала форсунки на холостом ходу

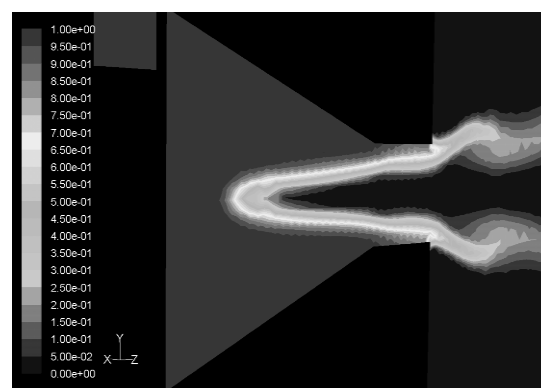


Рис. 3. Работа первого канала форсунки на номинальном режиме.

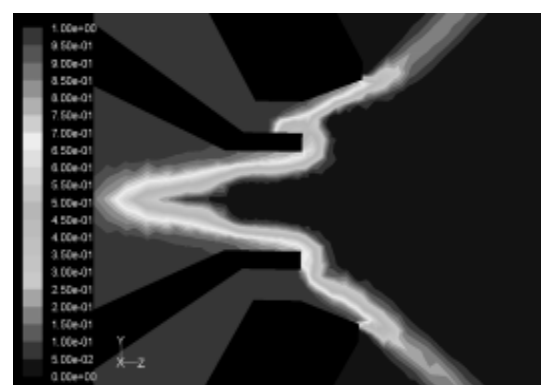


Рис. 4. Совместная работа двух каналов на номинальном режиме

Из рис. 7 видно, что осевая (поступательная) составляющая скорости в сопле рассматриваемой одноканальной форсунки ГТД значительно изменяется по сечениям в отличие от идеальной форсунки, где предполагается, что она остается постоянной [4].

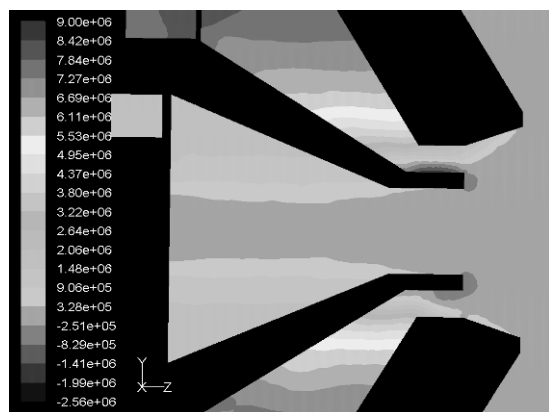


Рис. 5. Распределение статического давления (Па) в продольном сечении

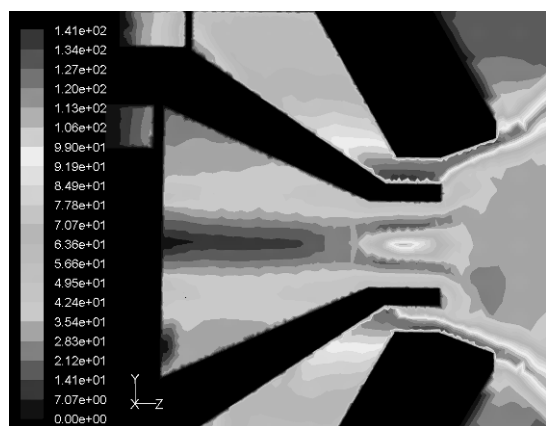


Рис. 6. Распределение абсолютной скорости (м/с) в продольном сечении

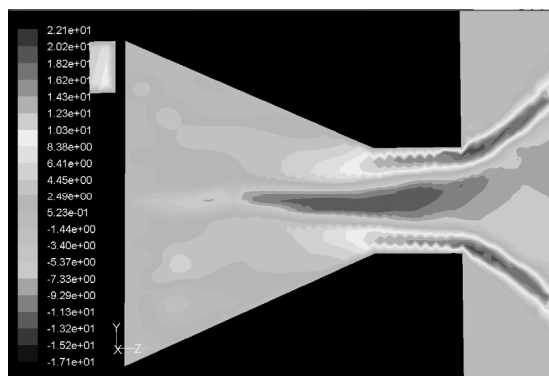


Рис. 7. Распределение осевой скорости (м/с) в первом канале форсунки

Заключение

Проведенный численный эксперимент по прогнозированию угла конуса распыла дизельного топлива центробежной форсункой в камере сгорания

жидкотопливного энергетического ГТД дает возможность сделать следующие выводы.

1. Результаты трехмерного моделирования достаточно хорошо коррелируются с экспериментальными данными, что позволяет применять подобную методику при проектировании и модернизации жидкотопливных форсунок газотурбинных двигателей.

2. Трехмерное моделирование дает детальную картину сложного течения в двухсопловой центробежной форсунке и указывает на взаимное влияние каналов при формировании конуса распыла. Так, выбором соответствующего расположения сопел путем изменения геометрической модели, можно добиться, чтобы корневой угол факела оставался почти постоянным при изменении давления топлива на переходных режимах работы ГТД.

3. Существует возможность теоретического нахождения расходной характеристики форсунки для определения угла конуса распыла на переменных режимах работы газотурбинных двигателей.

Литература

1. Романовский Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – 259 с.
2. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – 566 с.
3. Абрамович Г.Н. Теория центробежной форсунки. – В кн.: Промышленная аэродинамика. – М.: БНТ ЦАГИ, 1944. – 144 с.
4. Дитякин Ю.Ф. Клячко Л.А. Распыливание жидкостей. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.

Поступила в редакцию 21.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Г.Ф. Романовский, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.43.056

**В.Е. КОСТЮК¹, Е.И. КИРИЛАШ¹, И.Ф. КРАВЧЕНКО²,
Т.В. СТЕПАНОВА², Е.В. КАЛИНИЧЕНКО²**¹*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*²*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***ВЛИЯНИЕ ВХОДНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА НА ГИДРАВЛИЧЕСКОЕ
СОПРОТИВЛЕНИЕ ОТРЫВНОГО ДИФFUЗОРА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ
АВИАЦИОННОГО ГТД. 2. РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА**

Выполнено численное исследование влияния радиальной и окружной неравномерности распределения осредненной скорости и параметров турбулентности за компрессором на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора реальной камеры сгорания авиационного газотурбинного двигателя. Для численного моделирования отрывного течения использованы осредненные по Рейнольдсу стационарные уравнения Навье – Стокса несжимаемой жидкости, замыкаемые моделью турбулентности Лаундера – Сполдинга. Представлены результаты вычислительного эксперимента, подтверждающие важность учета предистории течения при оценке гидравлического сопротивления отрывных диффузоров.

камера сгорания, диффузор, гидравлическое сопротивление, моделирование, неравномерность**Введение**

Существующая тенденция роста параметров термодинамического цикла газотурбинных двигателей (ГТД) ужесточает требования к гидравлическому совершенству диффузоров, устанавливаемых в камерах сгорания (КС) для уменьшения скорости воздуха, поступающего из компрессора. Последнее необходимо для обеспечения устойчивого горения топлива и приемлемой величины падения полного давления, обусловленного расширением газа при подводе к нему теплоты (так называемого «тепловое сопротивление») [1].

Для авиационных ГТД важны минимальная масса и габариты узлов. Поэтому в них, как правило, используют короткие диффузоры со стабилизированным отрывом потока и внезапным расширением. Сложная структура течения не позволяет аналитически рассчитать гидравлическое сопротивление отрывных диффузоров [2].

В настоящее время, в связи с развитием методов вычислительной аэрогидродинамики, появилась возможность численного решения подобных задач. Обеспечение точности таких расчетов – актуальная научная задача, имеющая большое практическое значение.

1. Формулирование проблемы

В известных работах [3 – 6], посвященных аэродинамике отрывных диффузоров КС ГТД, влияние входной неравномерности потока на их гидравлическое сопротивление целенаправленно не исследовалось. В работе [4] сообщается об экспериментальном установленном факте определяющего влияния профиля скорости на входе в отрывной диффузор на потери полного давления в нем, но количественных данных не приведено.

Различие между экспериментальными данными и результатами численных расчетов гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД, выполненных различными авторами, колеблется в широких пределах: от нескольких [7, 8] до десятков процентов [9]. При этом распределение параметров потока на входе в КС, принимавшееся в расчетах и имевшее место в экспериментах, не сообщается.

Настоящая работа продолжает начатый в работе [10] цикл расчетных исследований, имеющих целью качественно и количественно оценить влияние входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора КС авиационного ГТД для обоснования требований к адекватной

численной модели течения и ее граничным условиям, обеспечивающим необходимую точность расчета данного параметра.

2. Решение проблемы

В настоящей работе исследуется трехмерное течение воздуха в отрывном диффузоре кольцевой КС авиационного ГТД с помощью математической модели, сформированной на основе осредненных по Рейнольдсу стационарных уравнений Навье – Стокса несжимаемой жидкости и успешно верифицированной на тестовой задаче о течении в трубе с внезапным расширением в работе [10].

Предмет исследования ограничен структурой течения и гидравлическим сопротивлением участка проточной части, включающего преддиффузор и наружный кольцевой канал КС. Поэтому в расчетную область (домен) не включена жаровая труба и межлопаточные каналы завихрителя фронтального устройства. Входная граница домена соответствует выходному сечению спрямляющего аппарата (СА) компрессора. Остаточной закруткой потока в этом сечении пренебрегали. В силу симметрии течения домен ограничен фрагментом зеркально симметричной половины проточной части одногорелочного сектора диффузора (рис. 1). Выходными границами домена являются отверстия в жаровой трубе, центральное отверстие аэрофорсунки и три «искусственные» границы, площади которых пропорциональны массовым расходам воздуха через отброшенные фрагменты КС: фронтальное устройство и кольцевые каналы.

В качестве граничных условий (ГУ) на входе задавались различные распределения осредненной скорости v , кинетической энергии турбулентности k и скорости ее диссипации ϵ . На выходных границах задавалось нулевое избыточное статическое давление. Для описания турбулентного пограничного слоя использованы пристеночные функции.

Разностная схема первого порядка точности получена с использованием метода контрольных объемов. Задача решалась итерационным методом.

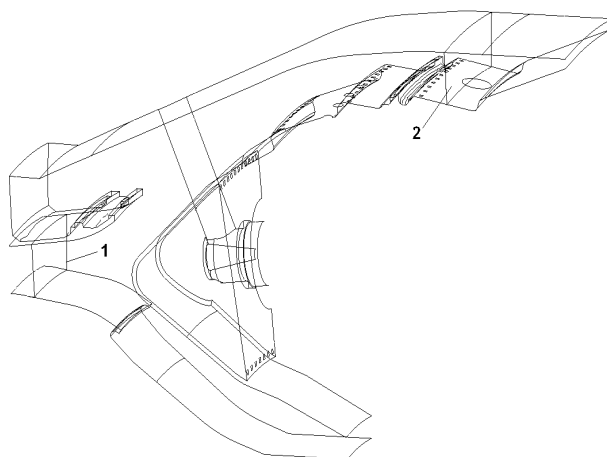


Рис. 1. Расчетная область и сечения, в которых определялись среднемассовые значения полного давления

Коэффициент гидравлического сопротивления ζ определялся как отношение потерянному на участке между сечениями «1» и «2» (см. рис. 1) полного давления к скоростному напору в сечении «1»:

$$\zeta = \frac{p_1^* - p_2^*}{\rho w_1^2 / 2}, \quad (1)$$

где p_1^* и p_2^* – среднемассовые значения полного давления в сечениях «1» и «2» соответственно; w_1 – среднемассовая скорость в сечении «1».

Среднемассовое по сечению значение полного давления рассчитывалось по формуле

$$p_{сеч}^* = \frac{\int p^* \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|}{\int \rho |\vec{v} \cdot d\vec{A}|} = \frac{\sum_{i=1}^n p_i^* \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}{\sum_{i=1}^n \rho_i |\vec{v}_i \cdot \vec{A}_i|}, \quad (2)$$

где ρ – плотность; $\vec{v}$ – скорость; $\vec{A}$ – площадь; i – номер грани расчетной ячейки, принадлежащей данному сечению; n – количество граней расчетных ячеек, принадлежащих данному сечению.

2.1. Радиальная неравномерность. Для оценки влияния формы радиальных профилей скорости и параметров турбулентности во входном сечении диффузора на его гидравлическое сопротивление использовались три типа профилей скорости – равномерный, «трубный» и треугольный и два типа профилей параметров турбулентности: равномерный и «трубный».

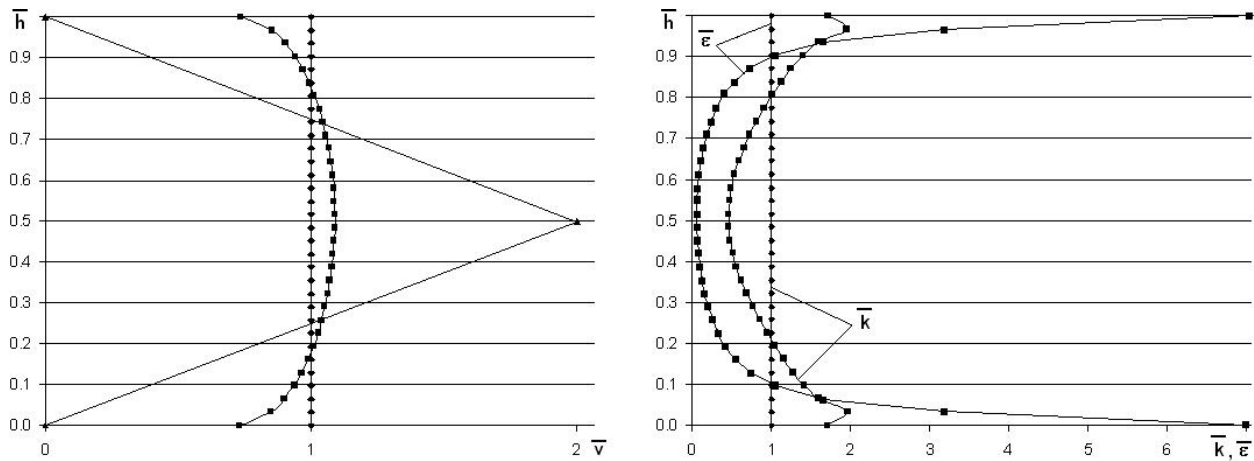


Рис. 2. Радиальные профили относительных значений скорости (слева), и параметров турбулентности (справа) потока на входе в исследуемый диффузор: ♦ – равномерный; ■ – «трубный»; ▲ – треугольный

Среднемассовые значения скорости v_{cp} и параметров турбулентности k_{cp} и ϵ_{cp} во всех случаях принимались одинаковыми.

На рис. 2 показаны профили относительных значений скорости $\bar{v} = v / v_{cp}$, кинетической энергии турбулентности $\bar{k} = k / k_{cp}$ и скорости ее диссипации $\bar{\epsilon} = \epsilon / \epsilon_{cp}$ по относительной высоте входного сечения $\bar{h} = h / h_{max}$.

Равномерные профили входных параметров потока соответствуют $\bar{v} = 1$, $\bar{k} = 1$ и $\bar{\epsilon} = 1$. Треугольный профиль скорости представляет собой равнобедренный треугольник с высотой $\bar{v}_{max} = 2$.

«Трубные» радиальные профили скорости и параметров турбулентности получены в результате предварительного двумерного расчета стабилизированного течения в кольцевом канале с постоянным поперечным сечением, имитирующем втулочную и полочную поверхности СА.

На рис. 3 показаны результаты численного моделирования, полученные при различных радиальных профилях скорости и равномерных профилях параметров турбулентности на входе домен. Видно, что с ростом радиальной неравномерности распределения скорости на входе в домен структура течения внутри него меняется. При треугольном профиле скорости расчет предсказывает отрыв потока от нижней стенки преддиффузора, что должно увеличивать гидравлическое сопротивление.

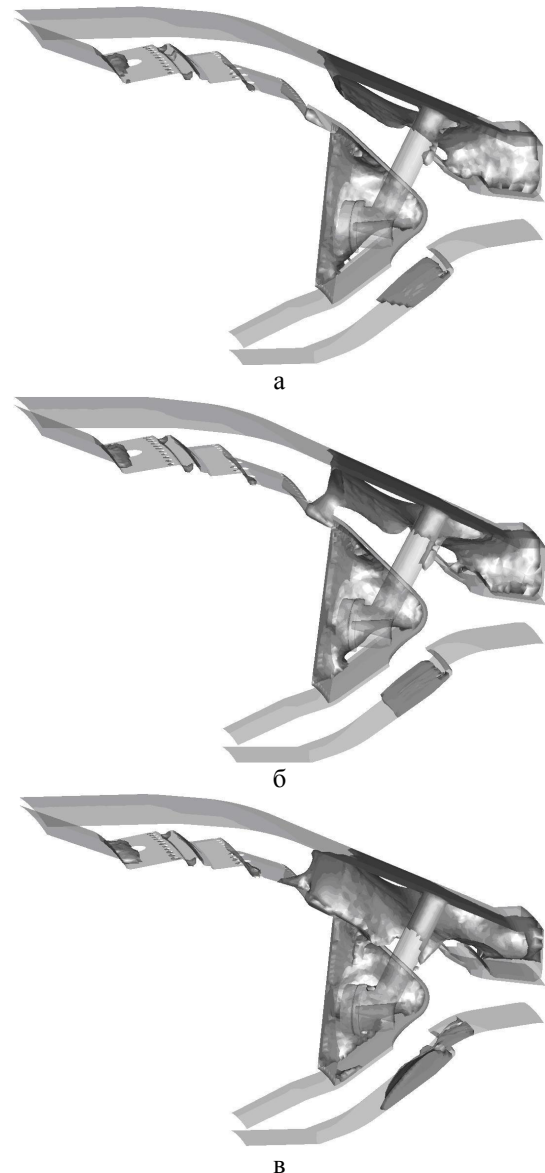


Рис. 3. Изоповерхности нулевой осевой скорости при различных радиальных профилях скорости на входе в диффузор: а – равномерный; б – «трубный»; в – треугольный

Последнее подтверждается данными табл. 1, в которую сведены относительные (приведенные к равномерному профилю) значения коэффициента гидравлического сопротивления $\bar{\zeta} = \zeta / \zeta_{\text{равн}}$, рассчитанные с использованием различных радиальных профилей скорости и параметров турбулентности.

Из табл. 1 видно, что «трубный» профиль скорости дает прирост расчетного значения ζ по сравнению с равномерным профилем на 20 %, треугольный – более чем в 3,5 раза. При «трубном» распределении параметров турбулентности ζ на 4% больше, чем при равномерном.

Таблица 1

Относительное гидравлическое сопротивление

Профиль скорости	Профиль параметров турбулентности	Количество ячеек расчетной сетки	$\bar{\zeta}$
Равномерный 2D	Равномерный 2D	161139	1
«Трубный» 2D	Равномерный 2D	161139	1,199
Треугольный 2D	Равномерный 2D	161139	3,562
«Трубный» 2D	«Трубный» 2D	161139	1,245
«Трубный» 2D	«Трубный» 2D	1147106	1,336
«Трубный» 3D	«Трубный» 3D	1147106	1,476



Рис. 4. Векторы скорости в сечении выходных кромок лопаток СА

2.2. Окружная неравномерность. Для исследования характера и степени окружной неравномерности на выходе из компрессора было выполнено численное моделирование течения в двумерной решетке профилей СА в предположении равномерного распределения параметров потока на входе.

Расчет показывает, что поток в сечении, проходящем по выходным кромкам лопаток СА, характеризуется значительной окружной неравномерностью распределения скорости как по модулю, так и по направлению (рис. 4). Наибольшие градиенты скорости имеют место в пристеночных областях течения и в кромочном следе лопаток СА.

Очевидно, при отказе от упрощающего допущения о равномерном течении на входе в СА, следует ожидать еще большей неравномерности потока на выходе из компрессора.

Для исследования влияния на гидравлическое сопротивление диффузора градиентов скорости, k и ε , обусловленных обтеканием не только втулки и полки, но и также спинки и корытца лопаток СА, в качестве ГУ на входе в домен использованы трех-

мерные «трубные» профили скорости, k и ε , полученные в результате предварительного трехмерного расчета стабилизированного течения в имитирующем СА кольцевом канале постоянного поперечного сечения с радиально установленными в нем продольными бесконечно тонкими пластинами в количестве, близком к количеству лопаток СА.

На рис. 5 показано расчетное распределение относительного полного давления $\bar{p}^* = p^* / p_{cp}^*$ на выходе кольцевого канала с пластинами (а) в сравнении с распределением того же параметра в кольцевом канале без пластин (б). В первом случае относительное полное давление $\bar{p}^*$ изменяется в более широких пределах ($\bar{p}^* = 0,00367...0,189$), чем во втором ($\bar{p}^* = 0,058...0,16$). Таким образом, неравномерность потока на выходе из канала с пластинами выше и, соответственно, ближе к реальной неравномерности потока за компрессором.

Численное моделирование течения в диффузоре с использованием трехмерных и двумерных «трубных» профилей скорости и параметров турбулент-

ности на входе, показало, что при трехмерных профилях размер зоны отрыва потока от нижней стенки преддиффузора больше (рис. 6). В результате при

трехмерных профилях гидравлическое сопротивление диффузора оказывается на 10,5% больше, чем при аналогичных двумерных (см. табл. 1).

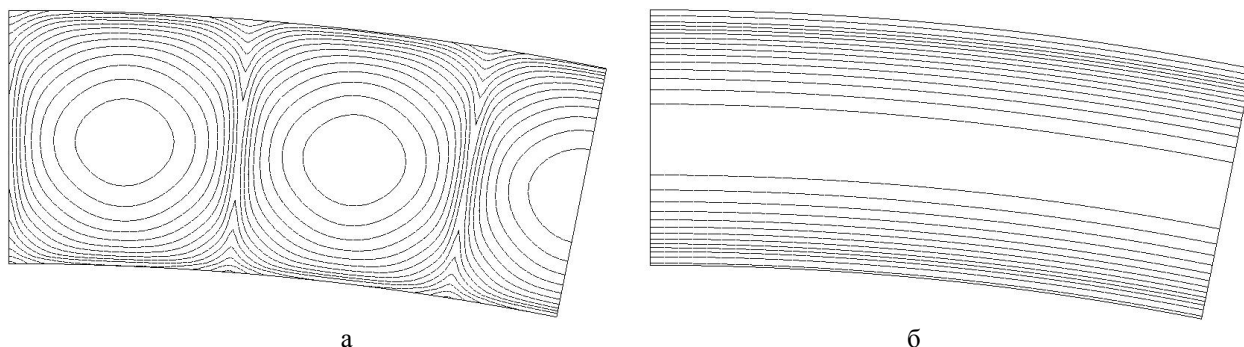


Рис. 5. Изолинии относительного полного давления на выходе кольцевого канала: а – с пластинами («трубный» 3D профиль); б – без пластин («трубный» 2D профиль)

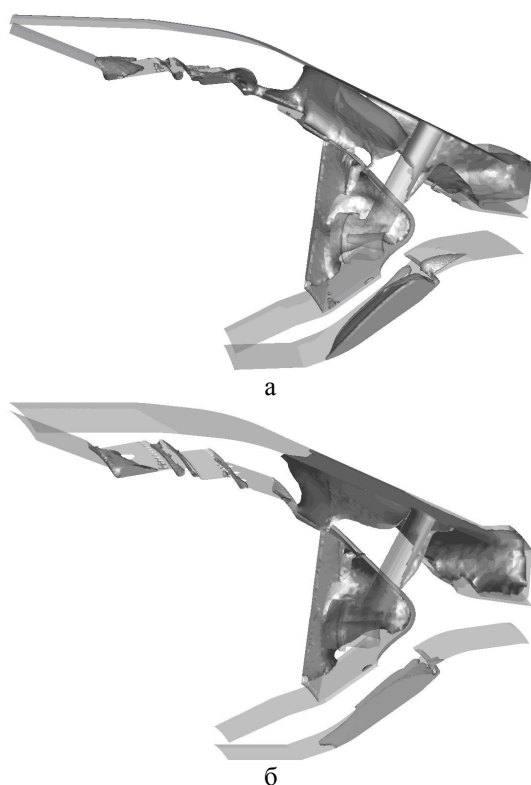


Рис. 6. Исоповерхности нулевой осевой скорости при различных «трубных» профилях параметров потока на входе в диффузор: а – 3D; б – 2D

Заключение

1. Из результатов расчетов трехмерной виртуальной модели отрывного диффузора КС ГТД видно, что его гидравлическое сопротивление возрастает

с увеличением неравномерности распределения осевой составляющей скорости потока во входном сечении. Это согласуется с известными экспериментальными данными [11], полученными для более простых объектов, в частности, для плавных диффузоров и труб с внезапным расширением.

2. Гидравлическое сопротивление отрывного диффузора возрастает с увеличением неравномерности распределения параметров турбулентности на входе в модель, что согласуется с физическими представлениями, но требует дополнительного экспериментального подтверждения.

3. Неравномерность потока на входе в диффузор КС определяется предысторией потока выше по течению, где расположен компрессор. Структура течения воздуха в компрессоре весьма сложна и не исчерпывается неравномерностью распределения осевой составляющей осредненной скорости и параметров турбулентности в радиальном и окружном направлениях, обусловленных вязким взаимодействием потока со стенками СА. Потенциально на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора КС ГТД могут влиять асимметрия и остаточная закрутка потока за СА, «тонкие» вихревые структуры и т. п. Все это следует учитывать при постановке реалистичных входных ГУ.

4. Реалистичные ГУ на входе отрывной диффузор должны быть получены либо при помощи высокоточных измерений локальных значений трех компонент скорости и параметров турбулентности с достаточным пространственным разрешением, либо из трехмерного расчета компрессора.

5. Перспективный способ обеспечения максимальной точности прогнозирования гидравлического сопротивления отрывных диффузоров КС ГТД видится в отказе от поузловых расчетов и включении компрессора и КС в состав единой расчетной области.

Литература

1. Лефевр А. Процессы в камерах сгорания ГТД. – М.: Мир, 1986. – 566 с.

2. Некоторые вопросы проектирования авиационных газотурбинных двигателей / [Е.А. Гриценко, В.П. Данильченко, С.В. Лукачев и др.]. – Самара: СНЦ РАН, 2002. – 527 с.

3. Оптимизация кольцевых диффузоров камер сгорания двигателей семейства НК / В.Н. Лавров; Л.Ф. Епейкин, В.П. Савченко [и др.] // Вестн. СГАУ. Сер. Процессы горения, теплообмена и экол. тепл. двигателей. – 1999. – № 2. – С. 90-97.

4. Веретенников С.В. Исследование эффективности отрывного кольцевого диффузора камеры сгорания ГТД // 32 Гагаринские чтения: Международная молодежная научная конференция. Москва. 4-8 апр., 2006: Научные труды. Т. 2. – М.: МАТИ-РГТУ, 2006. – С. 169-170.

5. Пиралишвили Ш.А., Веретенников С.В., Гугсса Ф.А. Исследование аэродинамики отрывного диффузора камеры сгорания ГТД // Полет. – 2007. – № 12. – С. 54-60.

6. Walker A.D. Compressor/Diffuser/Combustor Aerodynamic Interactions in Lean Module Combustors / A.D. Walker, J.F. Carrotte, J.J. McGuirk // Proceedings of ASME TurboExpo 2007. Montreal. May 14-17, 2007 (GT2007-27872). – 8 pp.

7. Application of an Advanced CFD-Based Analysis System to the PW6000 Combustor to Optimize Exit Temperature Distribution – Part I: Description and Validation of the Analysis Tool / R.E. Malecki, Ch.M. Rhie, R.G. McKinney [et al.] // Proceedings of ASME TurboExpo 2001. New Orleans. June 4-7, 2001 (2001-GT-0062). – 9 pp.

8. Medic G. On Coupling of RANS and LES For Integrated Computations of Jet Engines / G. Medic, D. You, G. Kalitzin // Proceedings of ASME TurboExpo 2007. Montreal. May 14-17, 2007 (GT2007-27096). – 7 pp.

9. Cold Flow Analysis of an Aero-Engine Gas Turbine Combustor Configuration / H.S. Muralidhara, T.R. Shembharkar, B.R. Pai [et al.] // Papers of XV ISABE. Bangalore. September 3-7, 2001 (ISABE-2001-1233) – 10 pp.

10. Костюк В.Е., Кирилаш Е.И. Влияние входной неравномерности потока на гидравлическое сопротивление отрывного диффузора камеры сгорания авиационного ГТД. 1. Математическая модель и ее верификация // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 4(51). – С. 61-65.

11. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.Г. Бойко, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 537.523:538.4

А.А. ТРОПИНА

Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ВОСПЛАМЕНЕНИЯ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ НЕРАВНОВЕСНОЙ ПЛАЗМОЙ

Проведен сравнительный анализ возможных механизмов влияния низкотемпературной неравновесной плазмы наносекундного разряда на процессы воспламенения и горения в условиях высоких давлений. В качестве дополнительного параметра, характеризующего электродинамику процесса воспламенения импульсными источниками зажигания, предлагается использовать величину приведенного электрического поля разряда. Предлагается полуэмпирическое соотношение, позволяющее оценить изменение величины периода задержки воспламенения топливно-воздушной смеси в зависимости от приведенного электрического поля.

неравновесная плазма, приведенное электрическое поле, наносекундный разряд, период задержки воспламенения

Введение

Проблема организации эффективного режима горения в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) является достаточно актуальной задачей в связи с экологическими проблемами защиты окружающей среды от вредных выбросов токсических веществ, образующихся при эксплуатации автомобильных ДВС. Решение этой проблемы напрямую связано с организацией устойчивого процесса горения обедненной смеси, в частности с реализацией бедного предела воспламенения на стадии формирования начального очага пламени. Известно, что нормальная скорость горения падает при уменьшении коэффициента избытка горючего, и для ее увеличения в этих условиях необходима соответствующая организация процесса воспламенения. Одним из способов реализации высокоэффективного процесса воспламенения является воздействие наносекундным импульсным разрядом. Использование таких разрядов позволяет организовывать высокие приведенные электрические поля и генерировать высокоэнергетические электроны, обеспечивающих производство электронно-возбужденных частиц, необходимых для развития процесса горения, практически без нагрева газа.

Возможность управления таким параметром, как средняя энергия электронов с помощью формирующейся неравновесной плазмы разряда, позволяет использовать плазменные системы воспламенения, не только для инициации, усиления и поддержания стабильного процесса горения обедненных смесей в ДВС, но и для реализации процесса воспламенения в условиях сверхзвуковых течений, характерных для различных аэрокосмических приложений.

Анализ последних публикаций. Проблема влияния разрядов на процесс горения исследуется достаточно давно. На сегодняшний день существует огромное количество экспериментальных работ, посвященных исследованию свойств различных видов неравновесных газовых разрядов. Подробный анализ последних экспериментальных работ с точки зрения возможного влияния формирующейся неравновесной плазмы на процессы горения и воспламенения приведен в обзоре [1]. Можно отметить, что основные свойства неравновесных разрядов при давлениях в несколько атмосфер, характерных для двигателей, являются недостаточно изученными, в связи с тем, что размеры формирующихся плазменных структур (стримеров) становятся очень малыми при таких давлениях, что делает их эксперимен-

тальное исследование затруднительным.

В тоже время, известно, что для разрядов малой продолжительности минимальная энергия, необходимая для воспламенения топливовоздушной смеси, прямо пропорциональна давлению и объему, занятому генерируемой разрядом плазмой, что, с учетом экспериментальных оценок диаметра цилиндрического плазменного столба, дает следующую оценку минимальной энергии воспламенения $E_{\min} \cong L / p$. Таким образом, использование наносекундных разрядов в качестве источника воспламенения оказывается наиболее эффективным при высоких давлениях.

Обзор работ, посвященных использованию импульсных разрядов в качестве источника воспламенения в ДВС, приведенный в работе [2], не позволяет сделать окончательного вывода о перспективах использования подобных систем, поскольку авторы отмечают как полное отсутствие положительного эффекта [3], так и огромные преимущества импульсных разрядов по сравнению с искровыми [4].

Несомненным является тот экспериментальный факт, что использование наносекундных разрядов позволяет обеспечивать работу двигателей на обедненных смесях, обеспечивая при этом увеличенную скорость распространения фронта пламени [5].

Можно отметить, что в технической литературе подобные системы воспламенения достаточно часто называют многоискровыми, что, по мнению автора, является принципиально неверным, поскольку искровой разряд представляет собой типичный пример равновесной плазмы с достаточно высокими токами (не менее 1 А), основной механизм воздействия которой на топливовоздушную смесь связан с локальным нагревом газа. В тоже время в разрядах наносекундного диапазона (токи порядка 100–250 мА) генерируется неравновесная плазма и основным механизмом инициирования горения является производство электронно-возбужденных атомов и молекул, ответственных за разветвление цепных реакций горения.

Цель и постановка задачи. В настоящей работе проводится теоретический анализ возможных механизмов влияния импульсных разрядов наносекундного диапазона на процессы воспламенения и горения в условиях высоких давлений.

Механизмы влияния импульсных разрядов на процессы воспламенения и горения

При рассмотрении горения топливовоздушных смесей газовый разряд обычно рассматривают, как источник вводимой в систему тепловой энергии. Однако для различных типов разрядов при одинаковой мощности степень ионизации газа и протекание процесса воспламенения существенно различаются в зависимости от способа организации разряда. Вкладываемая разрядом электрическая энергия в зависимости от формы формируемого сигнала различным образом распределяется по внутренним степеням свободы молекул газа, вызывая соответствующие изменения в кинетической схеме процесса воспламенения.

При этом уменьшение длительности импульса (до десятков наносекунд) улучшает устойчивость плазмы и предотвращает переход разряда в дуговую форму, характерную для искрового разряда, так как характерное время импульса намного меньше, чем характерное время возникновения ионизационной неустойчивости и перехода разряда в дугу (порядка $10^{-4} - 10^{-3}$ с).

Эффективность использования того или иного разряда в качестве источника воспламенения будем оценивать величиной приведенного электрического поля E / N , где E – напряженность электрического поля, N – концентрация молекул газа. Константы скоростей реакций ионизации, электронного и колебательного возбуждения, диссоциации молекул электронным ударом имеют ярко выраженную экспоненциальную зависимость от приведенного электрического поля, и при больших значениях E / N

именно эта величина определяет генерацию большого количества химически активных частиц (радикалов), ответственных за процесс воспламенения.

Проведем оценку приведенного электрического поля для двух форм импульса наносекундного разряда, представленных на рис. 1.

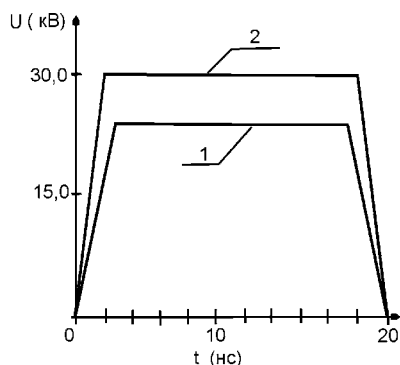


Рис. 1. Зависимость напряжения импульса от времени:

1 — по данным работы [1]; 2 — по данным работы [2]

При одинаковой конфигурации электродов, межэлектродном расстоянии $d_0 = 10^{-2}$ м и начальной температуре смеси $T_0 = 700^\circ \text{К}$ получаем следующий диапазон изменения приведенного электрического поля при изменении давления газа в пределах $p \div 0,1 - 0,4$ МПа:

$$\text{Кривая 1 на рис. 1} - 150 Td \leq \frac{E}{N} \leq 38 Td ; \quad (1)$$

$$\text{Кривая 2 на рис. 1} - 280 Td \leq \frac{E}{N} \leq 70 Td . \quad (2)$$

При таких высоких приведенных полях возбуждаются в основном электронные уровни молекул, разряд приобретает стримерную форму и при обеспечении пространственной однородности разряда (путем использования многоэлектродных систем) будет реализовываться в режиме, так называемой быстрой ионизационной волны [6].

Для количественной оценки основных механизмов процесса воспламенения неравновесной плазмы наносекундного разряда в условиях высоких давлений и турбулентного течения газа необходимо рассматривать достаточно сложную кинетическую

схему процесса с учетом реакций с участием колебательно- и электронно-возбужденных молекул (константы скоростей которых в условиях высоких давлений еще не достаточно изучены) в сочетании с гидродинамикой турбулентного течения газа и физикой разряда.

Экспериментальные исследования влияния низкотемпературной неравновесной плазмы импульсных разрядов на процессы воспламенения и горения в условиях повышенных давлений и турбулентного течения смеси также являются очень затруднительным и число работ, посвященных этим исследованиям, является очень ограниченным, что не дает возможности проведения тестирования сложных математических моделей, основанных на уравнениях переноса. Фактически, на сегодняшний момент реальную количественную оценку можно провести только на инженерном уровне, ориентируясь на немногочисленные экспериментальные данные по измерению периода задержки воспламенения.

В тоже время, с физической точки зрения в качестве возможных механизмов влияния импульсных наносекундных разрядов на процесс воспламенения и горения можно отметить следующие:

- 1) снижение периода задержки воспламенения, стимулированное генерацией электронно- и колебательно-возбужденных частиц;
- 2) увеличение нормальной скорости распространения пламени, связанное с дополнительным производством активных частиц в зоне разряда и соответствующим увеличением скорости химической реакции горения;
- 3) возможный дополнительный перенос импульса, стимулирующий смешение и дополнительную генерацию мелкомасштабной турбулентности в зоне горения в присутствии разряда.

Приведенная в работе [7] оценка критерия Карловица, ответственного за режим горения, для случая горения метано-воздушной смеси в газовом двигателе дает величину

$$K = \frac{a_0 \sqrt{\varepsilon / 15 \nu_0}}{S_L^2} \leq 1, \quad (3)$$

где a_0 – коэффициент температуропроводности свежей смеси;

ε – скорость диссипации кинетической энергии турбулентности;

ν_0 – коэффициент кинематической вязкости свежей смеси;

S_L – скорость нормального распространения пламени.

При таких условиях горение осуществляется в режиме крупномасштабной турбулентности (ламинарного искривленного фронта пламени) при пренебрежительно малом влиянии мелкомасштабной части спектра турбулентных пульсаций, а соответственно и пренебрежительно малом влиянии дополнительной мелкомасштабной турбулентности, генерируемой разрядом. Таким образом, в первом приближении, остаются два возможных механизма воздействия наносекундного разряда на процессы воспламенения и горения.

Данные экспериментальных исследований процессов воспламенения низкотемпературной плазмой различных неравновесных разрядов, приведенные в обзоре [1], позволяют утверждать, что реализация подобных систем воспламенения приводит к существенному снижению периода задержки воспламенения различных топливно-воздушных смесей.

В первом приближении, это влияние с учетом анализа констант скоростей инициируемых разрядом реакций и их зависимостей от приведенного электрического поля может быть учтено путем введения поправочной функции вида

$$\tau_{nd} = \tau_0 \exp\left(-a_0 \cdot \frac{E}{N}\right), \quad (4)$$

где τ_0 – период задержки воспламенения для случая искрового зажигания,

τ_{nd} – период задержки воспламенения при воспламенении неравновесной низкотемпературной

плазмой разряда;

a_0 – эмпирическая константа.

Значение эмпирической константы $a_0 = 0,022$ выбиралось, исходя из экспериментальных данных о зависимости периода индукции для воспламенения пропано-воздушной смеси от приведенного электрического поля, приведенных в работе [8]. График зависимости (4) приведен на рис. 2.

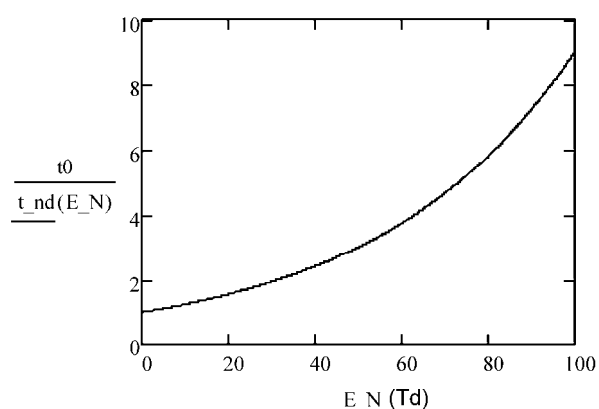


Рис. 2. Зависимость безразмерного периода задержки воспламенения от приведенного электрического поля

Сравнивая два вида наносекундных разрядов, представленных на рис. 1, с учетом зависимости (4) можно утверждать, что предполагаемое снижение периода задержки воспламенения (при $p = 0,4$ МПа) лежит в пределах $2,3 \div 4,7$ раза.

Оставшийся механизм воздействия разряда, связанный с изменением нормальной скорости распространения пламени в связи с увеличением скорости химической реакции горения, определяется скоростью производства радикалов за счет энергии разряда, которая также является функцией приведенного электрического поля.

Анализируя динамику процесса горения в двигателях, основываясь на полуэмпирическом уравнении выгорания топлива по теории И.И. Вибе, приходим к выводу, что показатель характера сгорания число m также должно быть нормировано на функцию, аналогичную соотношению (4).

Количественный анализ подобного влияния является предметом дальнейших экспериментальных исследований.

Таким образом, в число основных параметров, характеризующих процесс воспламенения и сгорания в двигателях при воспламенении наносекундным разрядом, предлагается ввести приведенное электрическое поле, как параметр, характеризующий электродинамические характеристики неравновесной плазмы.

Выводы

1. Проведен сравнительный анализ возможных механизмов влияния неравновесной низкотемпературной плазмы наносекундного разряда на процессы воспламенения и горения.

2. Предложена полуэмпирическая оценка влияния электрических характеристик разряда на период задержки воспламенения топливно-воздушной смеси.

3. В качестве одной из основных характеристик нетепловых систем воспламенения предлагается использовать приведенное электрическое поле разряда.

Работа проведена в рамках гранта МОН Украины 0107U001007 “ Разработка теории управления процессами горения с помощью электрического поля ”.

Литература

1. Starikovskaia S.M. Plasma assisted ignition and combustion // J. Phys. D. Appl. Phys. – 2006. – V.39. – R. 265-299.

2. Dale J.D., Chekel M.D., Smy P.R. Application of high energy systems to engines // Prog. Energy Combustion Science. – 1997. – №23. – P. 379-398.

3. Anderson R.W. The effect of ignition system power on fast burn engine combustion // Trans. SAE (Paper 870549). – 1997. – V.96. – P. 537-546.

4. Memarzadeh S., Colgrove J., Ronney P. Transient Plasma Discharge Ignition for Internal Combustion Engines // Abstracts of the 3-d Int. Workshop and Exhibition on Plasma Assisted Combustion, Falls Church, USA. – 2007. – P. 47-48.

5. Liu J., Ronney P.D., Gundersen M.A. Premixed flame ignition by transient plasma discharge // Proc. 3-d Joint Meeting of the US Sections of the Combustion Institute, Chicago, USA. – 2003. – Paper B-25.

6. Starikovskaia S.M., Anikin N.B., Pancheshnyi S.V., Zatsepin D.V. Pulsed breakdown at high overvoltage: development, propagation and energy branching // Plasma Sources Sci. Technol. – 2001. – V. 10. – P. 344-355.

7. Тропина А.А. Применение метода переключения моделей к исследованию процесса горения в двигателях // Автомобильный транспорт: Сб. науч. тр. – Х.: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 17. – С. 40-44.

8. Кочетов И.В., Напартович А.П., Леонов С.В. Плазменное инициирование горения в сверхзвуковом потоке в топливно-воздушных смесях // Химия высоких энергий. – 2006. – № 2. – Т. 40. – С. 1-8.

Поступила в редакцию 28.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Бажинов, Национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков.

УДК 629.12

Б.В. ИСАКОВ, А.В. КОТОВ, Е.В. ОСИПОВ, А.А. УСАТЕНКО*ГП НПКГ «Зоря»-«Машипроект», Николаев, Украина*

ОПТИМИЗАЦИЯ ПЕРЕХОДНОГО ДИФFUЗОРА МЕЖДУ ТУРБИНОЙ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ И СИЛОВОЙ ТУРБИНОЙ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДН80

В работе представлены результаты оптимизации межтурбинного переходного диффузора осевой турбины газотурбинного двигателя (ГТД). Исследования выполнены экспериментальным методом на модели. Условия работы узла приближены к натурным: на входе в диффузор создана существующая на двигателе закрутка потока, на выходе установлен модельный сопловой аппарат (СА) последующей первой ступени силовой турбины (СТ). Для предложенных новых вариантов диффузора исследована аэродинамическая эффективность системы "диффузор - СА", для выбранного наилучшего варианта определены потери в системе "диффузор - СА", непосредственно в диффузоре, исследовано течение газа перед и за СА.

диффузор, система "диффузор - СА", наружный и внутренний обводы, сопловой аппарат, угол раскрытия эквивалентного диффузора, расходная характеристика, поле полного давления, коэффициент восстановления полного давления

Введение

Повышение экономичности ГТД является одной из наиболее важных задач, стоящих перед разработчиками газотурбинной техники. Этот вопрос особенно актуален для наземных ГТД с большим ресурсом, применяемых в газоперекачке и энергетике, так как экономический эффект от эксплуатации таких двигателей главным образом зависит от их КПД.

В работе [1] были рассмотрены исследования серийной конструкции диффузора между турбиной низкого давления (ТНД) и СТ ГТД ДН80 мощностью $N = 25$ МВт, используемого в наземных и морских целях. В исследованиях были экспериментально определены потери в диффузоре, выделены потери от установленных внутри диффузора стоек и обтекателей, исследовано течение в диффузоре и изучено его влияние на течение в последующем сопловом аппарате (СА) первой ступени СТ, даны предложения по улучшению конструкции.

В настоящей статье представлен второй этап исследований, на котором выполнена оптимизация серийного переходного диффузора двигателя ДН80 в составе с СА первой ступени СТ.

1. Постановка проблемы

1.1 Обзор публикаций и выделение нерешённых задач. На сегодняшний день накоплено достаточно много опыта по проектированию диффузоров [2 – 4], созданы одномерные и трёхмерные расчётные методики, позволяющие оценивать потери и выполнять поиск лучшей формы обводов диффузорного канала [5 – 7]. Расчётные методы обладают большими положительными качествами, так как позволяют спроектировать, либо оптимизировать конструкцию в достаточно короткие сроки и с минимальными материальными затратами, что не присуще экспериментальным методам. Однако, расчётные методы имеют и недостатки. Так, не существует универсальных методов расчёта, позволяющих охватить все возможные варианты конструкций, поскольку любые расчётные методы хорошо работают в ограниченной области.

К конструктивным особенностям оптимизируемого межтурбинного диффузора ГТД ДН80 относится большой угол его наклона к оси двигателя, наличие расположенных в проточной части силовых стоек и обтекателей коммуникаций, присутствие на

входе в диффузор неосевого угла потока. Это делает невозможным расчёт подобной конструкции в одномерной постановке задачи и достаточно сложным, требующим тестирования и "настроек" программ, для согласования результатов расчёта с экспериментом, в трёхмерной постановке. В связи с этим, актуальным является исследование подобных конструкций экспериментальным методом с дальнейшим применением, по мере накопления экспериментальных данных, трёхмерных расчётных методик.

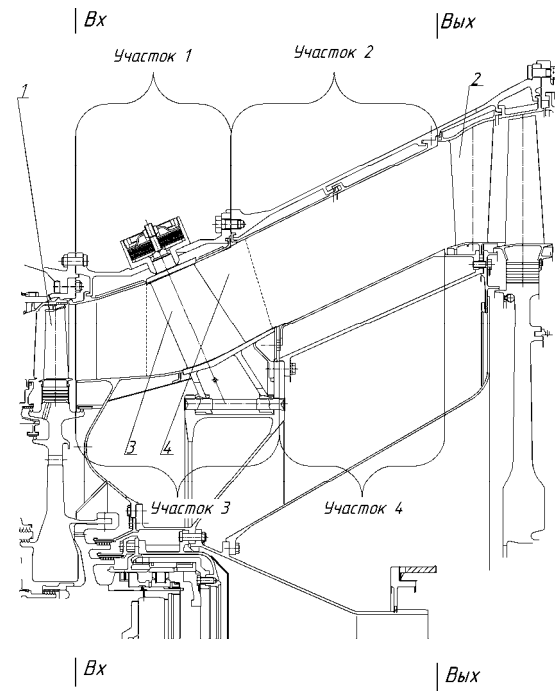
К нерешённым и слабо освещённым в литературе задачам относится исследуемый в данной работе вопрос проектирования диффузоров укороченной длины между турбинами на значительно отличающихся диаметрах. Такие диффузоры и примыкающие к ним ступени имеют повышенные потери из-за резкого изменения направления потока по тракту двигателя. Данная проблема является острой и актуальной в связи с потребностью обеспечения в создаваемых двигателях высоких массогабаритных характеристик и сохранения высокого КПД, в модернизируемых двигателях – повышения КПД.

1.2. Задачи исследований. В настоящих исследованиях стояли задачи:

1. Оптимизация диагонального межтурбинного диффузора двигателя ДН80 в составе с СА первой ступени СТ.
2. Изучение влияния различных вариантов диффузора на аэродинамическую эффективность системы "диффузор - СА".
3. Для наилучшего варианта диффузора исследование полей полных давлений перед и за СА, определение потерь в системе "диффузор - СА" и самом диффузоре, сравнение их с исходной конструкцией.

2. Решение проблемы

2.1. Объект исследований. Объект исследования представляет собой диагональный переходной диффузор совместно с СА СТ между ТНД и СТ ГТД ДН80 (рис. 1). Описание приведено в [1].

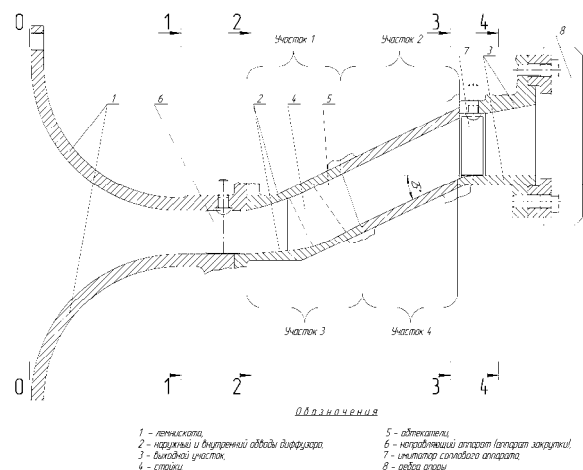


Обозначения:

- | | |
|---|-----------------|
| 1 – рабочее колесо ТНД; | 3 – стойки; |
| 2 – сопловой аппарат первой ступени СТ; | 4 – обтекатели. |

Рис. 1. Переходной диффузор между ТНД и СТ двигателя ДН80

2.2. Методика эксперимента. Для решения поставленной задачи был использован экспериментальный метод. Испытания выполнялись на модели (рис. 2).



Обозначения:

- | | |
|---|--|
| 1 – лопатки; | 5 – обтекатели; |
| 2 – наружный и внутренний обводы диффузора; | 6 – направляющий аппарат (аппарат заслонки); |
| 3 – выходящий участок; | 7 – сопловой аппарат; |
| 4 – стойки; | 8 – ребра опоры |

Рис. 2. Модель диффузора между ТНД и СТ двигателя ДН80

Методика эксперимента, в которую вошли подразделы экспериментальная установка, препарирование модели и измеряемые параметры, обработка экспериментальных данных описаны в [1].

Оптимизация диффузора выполнялась за счёт изменения формы обводов диффузорного канала. В исследованиях исходной конструкции проточная часть была образована четырьмя проставками (участки 1-4 на двигателе и модели показаны на рис. 1 и 2). В настоящих исследованиях, при поиске наилучшего варианта диффузора, проставки варьировались и с помощью их комбинаций создавались новые варианты диффузора (рис. 3).

При этом были наложены ограничения на:

- длину диффузора $L = const$;
- кольцевые площади на входе и выходе из диффузора $F_{вх}, F_{вых} = const$.

Ограничение по длине связано с ростом массогабаритных характеристик двигателя и проблемами замены двигателей на станциях. Ограничение по площадям вызвано фиксированными высотами лопаток рабочего колеса (РК) и СА на входе и выходе из диффузора.

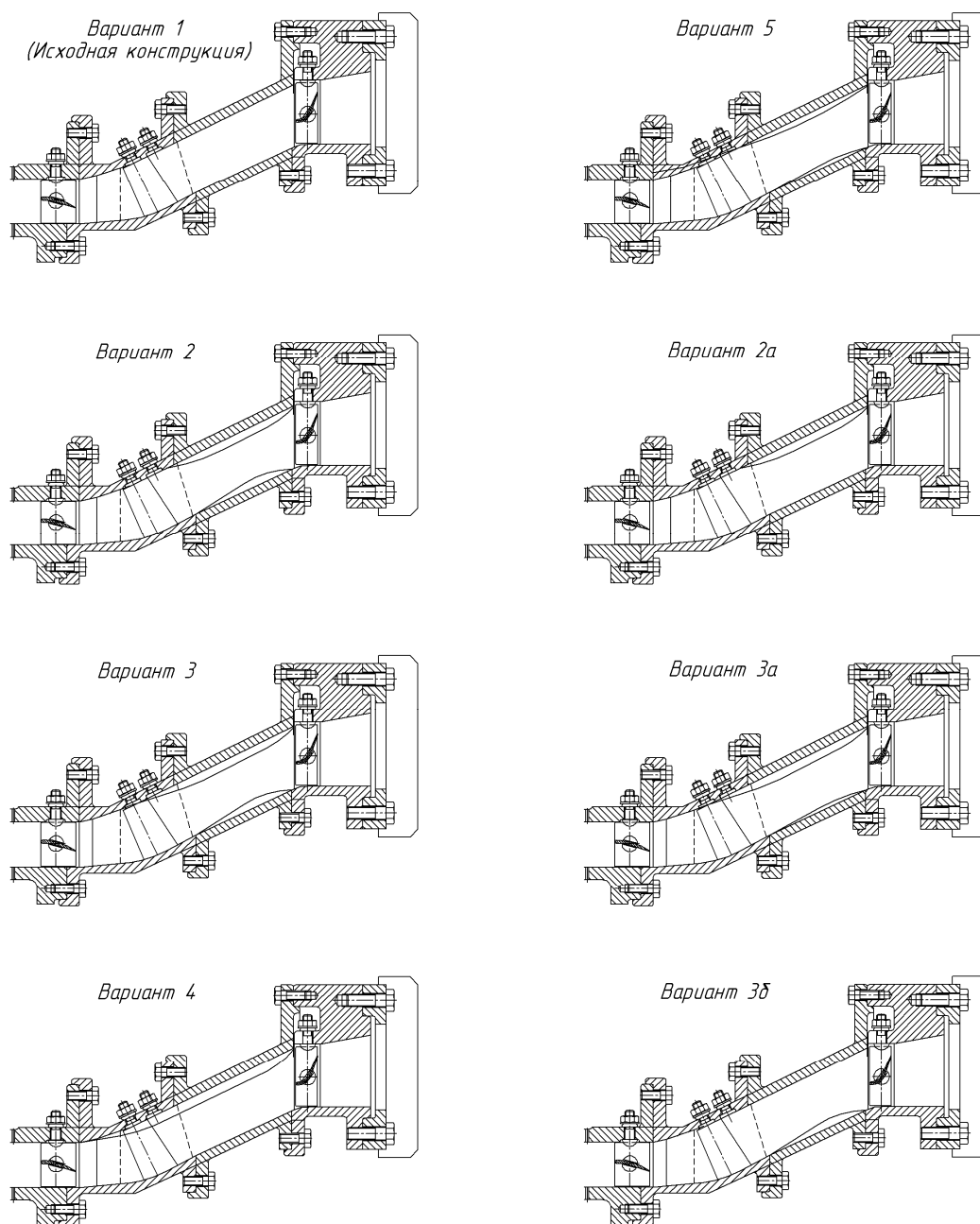


Рис. 3. Схемы вариантов диффузора

2.3. Результаты исследований. Общие положения. На первом этапе исследований определялись расходные характеристики новых вариантов диффузора вместе с СА первой ступени СТ (система "диффузор - СА"). Расходные характеристики показывают пропускную способность конструкции, определяемую её внутренними потерями, и дают качественную информацию об объектах исследований. Испытываемые варианты сравнивались с исходной конструкцией диффузора и по уровню кривых оценивалось на сколько лучше или хуже данные варианты по сравнению с исходным.

На втором этапе выполнялись подробные исследования наилучшего по расходным характеристикам варианта: определялись потери в системе "диффузор – СА" и непосредственно в самом диффузоре, а также поля полных давлений по высоте канала перед и за СА СТ.

Новые варианты диффузора и анализ их расходных характеристик. Перед началом экспериментальных исследований на основании теоретических положений [4, 8] и рекомендаций [1] были разработаны пять основных новых вариантов диффузора – обозначены 1-5. В ходе исследований предложены дополнительные варианты – обозначены 2а, 3а и 3б. Для основных вариантов на рис. 4, а и 4, б приведены изменения кольцевой площади F_K и угла раскрытия эквивалентного диффузора α_z по относительной и абсолютной длине диффузора.

Кольцевые площади (рис. 4, а) получены рассеением диффузора плоскостями, перпендикулярными оси двигателя. При этом учитывалось уменьшение площади за счёт стоек и обтекателей, расположенных в проточной части (границы стоек и обтекателей обозначены вертикальными линиями). При определении углов α_z (рис. 4, б) загромождение канала стойками и обтекателями также учитывалось.

Вариант 1 (рис.3) соответствует исходной конструкции диффузора, исследованной в [1]. Исходный

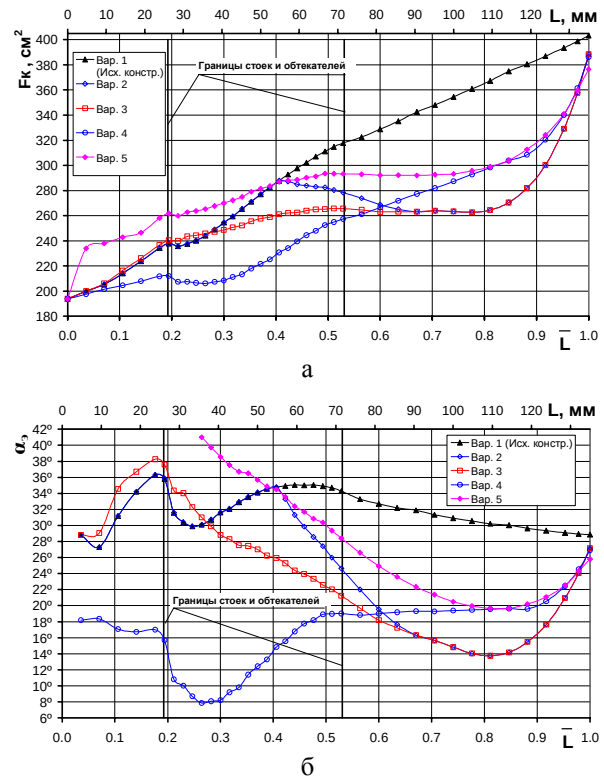


Рис. 4. Изменение кольцевой площади (а) и угла раскрытия эквивалентного диффузора (б) по длине диффузора

диффузор имеет большой угол раскрытия эквивалентного диффузора $\alpha_z = 29^\circ$. Согласно [4], для достижения максимального КПД диффузора данный угол не должен превышать $\alpha_z \approx 20^\circ$. Учитывая это, а также невозможность увеличить длину и изменить площади на входе и выходе из диффузора $L, F_{вх}, F_{вых} = const$, были предложены новые его варианты 2-5, которые имеют тенденцию к зажатию проточной части или уменьшению угла α_z (рис. 4, а и 4, б). Итоговое значение угла α_z новых вариантов осталось тем же, в то же время текущие значения этого угла по длине диффузора были уменьшены.

В варианте 2 (рис. 3), по сравнению с исходной конструкцией, изменена вторая половина диффузора (участки 2 и 4). Для данного и других вариантов номера участков соответствуют рис. 2.

Двухсторонним зажатием проточной части в варианте 2 реализовано максимальное понижение текущего угла α_z (рис. 4, б). Из рисунка видно, что на

длине $\bar{L} \approx 0,4-0,8$ угол интенсивно уменьшается с 35° до 14° . На длине $\bar{L} \approx 0,8-1,0$ диффузор плавно раскрывается с выходом на СА СТ, при этом угол α_3 увеличивается до значения, соответствующего выходу из диффузора исходной конструкции.

Проставка внутреннего обвода варианта 2 (участок 4) спроектирована на основании следующих соображений. Исходная конструкция имеет большой угол между внутренним обводом и втулкой СТ, составляющий около 25° (рис. 2). При испытаниях исходной конструкции за СА СТ в корневой зоне был зафиксирован провал эпюры полного давления [1]. В связи с этим, модернизированная внутренняя проставка диффузора спроектирована выпуклой, с "цилиндрическим" участком на выходе. Предполагалось, что это должно выровнять поток перед СА и обеспечить меридиональный угол на входе в СА, близкий к оси двигателя.

На рис. 5 в виде зависимости приведенного расхода от приведенного давления в ресивере и приведенной скорости на входе в диффузор показаны расходные характеристики исследованных вариантов диффузора в системе "диффузор – СА".

Из анализа расходных характеристик варианта 2 и исходной конструкции (рис. 5) видно, что зажатие проточной части наружным и внутренним обводами во второй половине диффузора с применением сильновыпуклой внутренней проставки позволило повысить пропускную способность диффузора с СА на 0,3%.

В варианте 3 (рис. 3), по сравнению с вариантом 2, за счёт дополнительного изменения участка 1 выполнено более плавное зажатие проточной части и на большей её протяжённости. При этом изменение кольцевой площади и текущего угла α_3 в первой половине диффузора стали более плавными, без резких скачков и изломов (рис. 4, а и 4, б). Из рис. 4, б видно, что угол α_3 на длине $\bar{L} \approx 0,23-0,8$ монотонно уменьшается с 34° до 14° . Во второй половине

диффузора кольцевые площади F_K и угол α_3 практически совпадают с вариантом 2.

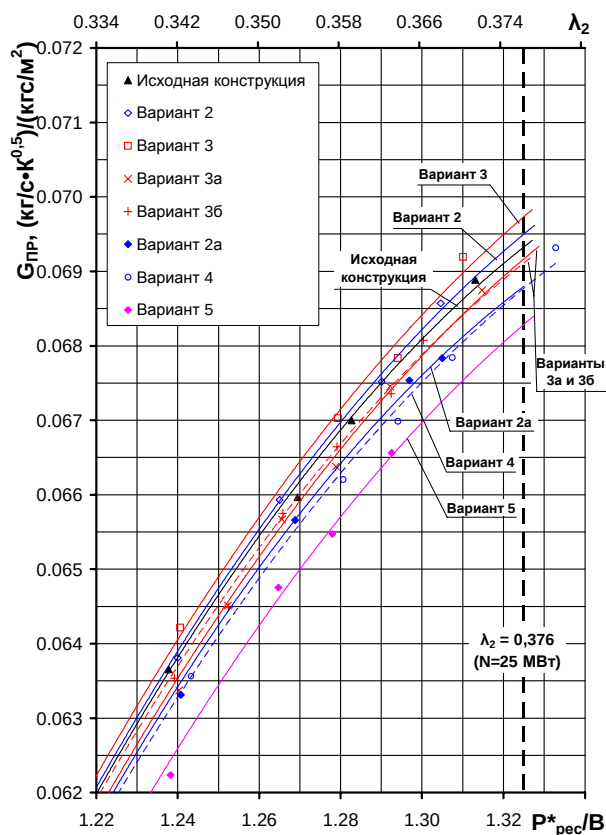


Рис. 5. Расходные характеристики исследованных вариантов диффузора в системе "диффузор-СА"

Выполнение наружного обвода более плавным, по сравнению с вариантом 2, позволило повысить пропускную способность диффузора с СА на 0,6% (рис. 5).

Замена внутренней проставки в варианте 3 (участок 4) на менее выпуклую (вариант 3а на рис. 3), привела к уменьшению пропускной способности по сравнению с исходной конструкцией (рис. 5). Это свидетельствует о сильном и первостепенном влиянии внутренней проставки на течение и потери в системе "диффузор - СА".

Анализ расходных характеристик вариантов 3 и 3а показывает, что введение более выпуклой внутренней проставки в выходной части диффузора улучшает обтекание СА СТ и снижает потери.

В вариантах 2а и 3б (рис. 3) исследованы проточные части с изменением только наружного или

только внутреннего обводов второй половины диффузора.

В варианте 2а зажатие выполнено одной наружной проставкой варианта 2 (участок 2). По результатам исследований вариант 2а оказался значительно хуже исходной конструкции (рис. 5). Это свидетельствует о том, что уменьшение угла α_z и поджатие потока за счёт только наружного обвода не приводит к положительному эффекту, а значительно ухудшает течение и увеличивает потери.

В варианте 3б зажатие выполнено одной внутренней проставкой (участок 4). Использована сильновыпуклая проставка, показавшая большое положительное влияние при испытаниях вариантов 2 и 3. Результаты испытаний варианта 3б свидетельствуют, что он немного хуже исходной конструкции (рис. 5). Испытания варианта 3б показали нецелесообразность зажатия проточной части одним внутренним обводом.

Испытания вариантов 2а и 3б показывают, что зажатие проточной части каким-то одним из обводов не приводит к положительному эффекту, а только ухудшают газодинамическую эффективность конструкции. При этом влияние наружного обвода более отрицательное, чем внутреннего. В то же время, зажатие проточной части одновременно наружным и внутренним обводами с применением сильновыпуклой внутренней проставки (участок 4), даёт положительный эффект, что видно из расходных характеристик вариантов 2 и 3 (рис. 5).

Исходя из полученных результатов сделан вывод о том, что уменьшение потерь в системе "диффузор – СА" возможно только при использовании сильновыпуклой внутренней проставки с одновременным поджатием потока наружным обводом (варианты 2 и 3). Причём выполнение верхнего обвода более плавным, немного зажимающим проточную часть в области стоек и обтекателей (вариант 3), позволило, по сравнению с вариантом 2, значительно повысить пропускную способность диффузора с СА.

В варианте 4 (рис. 3), по сравнению с исходным, полностью изменён наружный обвод (участки 1 и 2). Текущий угол α_z выбран максимально возможным с точки зрения потерь [4] и равен 20° . Данный угол незначительно увеличивается перед СА СТ на длине $\bar{L} \approx 0,88 - 1,0$ (рис. 4, б). Вариант выполнен с постоянным углом α_z по длине диффузора. Исключение составляет область стоек и обтекателей, где из-за загромождения этими элементами уменьшаются кольцевая площадь и текущий угол α_z (рис. 4, а и 4, б). Компенсировать последние раскрытием обводов представляется сложным по конструктивным соображениям.

Из рис. 5 видно, что расходная характеристика варианта 4 значительно хуже исходного варианта и немного хуже варианта 2а, в котором проточная часть зажата одной наружной проставкой (участок 2). Это также подтверждает вывод о нецелесообразности зажатия проточной части и уменьшения угла α_z за счёт только наружного обвода.

По всей видимости, есть несколько причин высоких потерь в варианте 4. Первое, ухудшение, по сравнению с исходной конструкцией, обтекания области перехода внутреннего обвода в СА СТ. Этому способствовала увеличившаяся скорость течения газа в данной зоне вследствие зажатия проточной части наружным обводом. Второе, увеличившаяся скорость газа перед стойками и обтекателями вследствие зажатия проточной части наружным обводом, что привело к росту на них потерь.

В варианте 5 (рис. 3) реализована перекрыша на входе в диффузор (участок 1). По данным [3] её применение может снижать потери. В области перекрыши потери локально увеличиваются, однако благодаря ей уменьшается диффузорность канала и общие потери могут уменьшаться. Одновременно с введением перекрыши проточная часть раскрывается и снижается скорость потока перед стойками и обтекателями, что также может уменьшать потери.

Во второй половине диффузора за счёт поджатия наружным и внутренним обводами угол α_z уменьшен (рис. 4, б), однако не так значительно как в вариантах 2, 3, 4.

Согласно расходной характеристике (рис. 4), потери варианта 5 сильно возросли. Кривая легла значительно ниже всех исследованных вариантов. Введение перекрыши в конструкцию исследуемого диффузора не привело к положительному эффекту. Возможной причиной этого может быть большой угол наклона диффузора к оси двигателя (диагональность). При этом отрыв потока от наружного обвода, который зародился в зоне перекрыши, развился, что привело к сильному увеличению потерь и ухудшению расходной характеристики.

Исследования системы "диффузор – СА" (наилучший и исходный варианты). Исследования конструкции с максимальным количеством включённых элементов имеют большую достоверность, чем исследования каждого элемента в отдельности, так как позволяют учитывать взаимное влияние элементов. Исследуемый диффузор ГТД имеет большой угол наклона проточной части к оси двигателя, что обуславливает сильное его влияние на СА [1]. В связи с этим исследования диффузора проводились совместно с СА и главным показателем эффективности конструкции принимались потери в системе "диффузор - СА" (область 2-4) и поля полных давлений за СА (сечение 4-4). Здесь и далее сечения, разграничивающие исследуемые области, показаны на рис.2.

На рис. 6 приведены поля полных давлений за СА по высоте канала для лучшего по расходной характеристике варианта 3 и исходной конструкции. Поля соответствуют номинальному режиму работы ГТД (приведенная скорость на входе в диффузор $\lambda_2 = 0,37-0,38$, мощность $N = 25\text{МВт}$). Графики представлены в виде зависимостей отношения полного давления в соответствующем сечении за СА к давлению в ресивере от абсолютной h и относительной

$\bar{h}$ высоты сопловой лопатки.

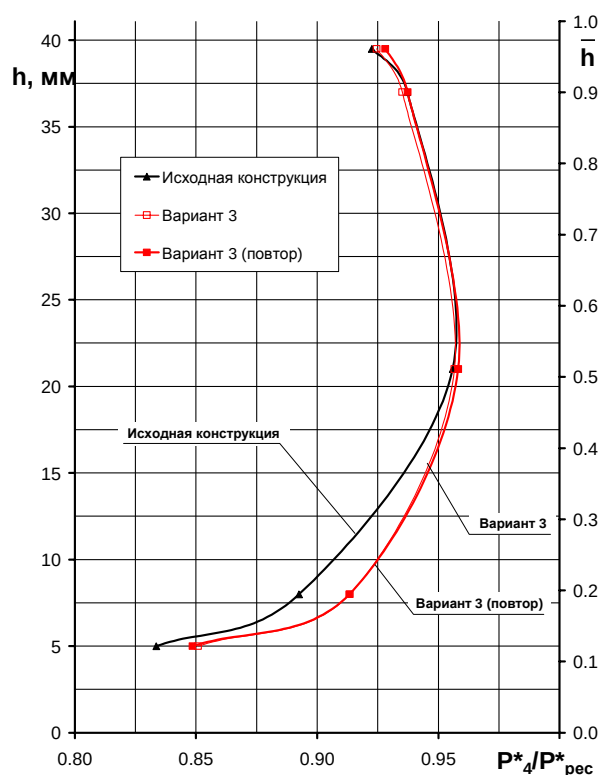


Рис. 6. Поле полного давления за СА по высоте канала на режиме $\lambda_2 = 0,37 - 0,38$

В исследованиях исходной конструкции [1] было выявлено интенсивное падение полного давления за СА в корневой части на относительной высоте лопатки $\bar{h} \approx 0 - 0,5$ (рис. 6). Устранение резкого перехода внутреннего обвода в СА и реализация плавного подвода газа к СА за счёт одновременного изменения геометрии внутреннего и наружного обводов диффузора (вариант 3) привели к улучшению эпюры полного давления за СА (рис. 6). Провал полного давления на относительной высоте лопатки $\bar{h} \approx 0 - 0,5$ был уменьшен, что позволило получить благоприятное распределение поля полного давления по всей высоте лопатки. В периферийной части СА поле полного давления практически не изменилось и совпало с исходной конструкцией.

Изменение потерь варианта 3 и исходной конструкции в зависимости от режима в системе "входное устройство – диффузор – СА" (область 0-4) приведены на рис. 7. Графики представлены в виде зави-

симостей коэффициента восстановления полного давления от приведенной скорости на входе в диффузор. Изменение потерь в системе "диффузор – СА" (область 2-4) может приниматься таким же, так как во всём диапазоне исследованных режимов коэффициент восстановления полного давления входного устройства (область 0-2) имеет высокий уровень и меняется слабо [1].

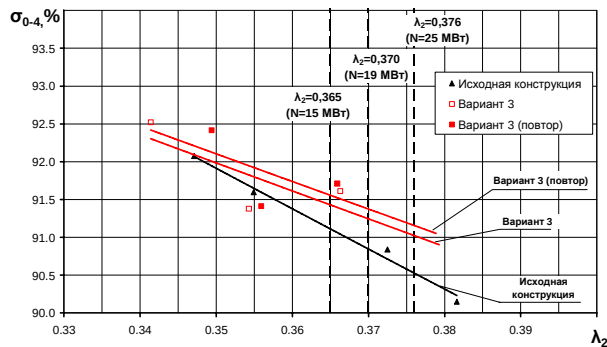


Рис. 7. Зависимость коэффициента восстановления полного давления системы "диффузор – СА" от приведенной скорости на входе в диффузор

Зависимости, приведенные на рис. 7, показывают, что эффективность варианта 3 практически во всём диапазоне исследованных режимов выше исходной конструкции. Это также было подтверждено повторными испытаниями (вариант 3 (повтор)). Коэффициент восстановления полного давления σ варианта 3 на номинальном режиме (осреднённый по кривым двух испытаний) увеличился, по сравнению с исходным вариантом, на 0,6%. Соответственно, относительные потери полного давления $\Delta \bar{P}$ в системе "диффузор – СА" снизились на 0,6%.

Для оценки точности экспериментов в области 0-4 и подтверждения результатов испытаний варианта 3, были проведены повторные его испытания. Чтобы оценить повторяемость результатов, испытания проводились через один вариант после полной переборки модели. Согласно рис. 6, повторно измеренное поле полного давления за СА варианта 3 практически полностью совпало с измеренным первоначально. Из рис. 7 видно различие между кривыми коэффициентов восстановления полного дав-

ления варианта 3 и варианта 3 (повтор). Повторные испытания показали достаточно высокую точность исследований в области 0-4.

Исследования диффузора (наилучший и исходный варианты). Для определения потерь непосредственно в диффузоре варианта 3, показавшего наименьшие потери в системе "диффузор – СА", были выполнены исследования области 0-3. Для выделения потерь в диффузоре (область 2-3) использовалась характеристика входного устройства, полученная в [1]. Сопоставление потерь варианта 3 и исходной конструкции приведено на рис. 8. Графики представлены в виде зависимостей коэффициентов восстановления полного давления диффузора от приведенной скорости на входе в него.

График для исходной конструкции, полученный в [1], был перестроен. В нём не учитывались измерения в периферийном и корневом сечениях на всех восьми лопатках СА (сечение 3-3 на схеме препарирования [1]). Это сделано для корректного сравнения варианта 3 с исходным, поскольку в варианте 3 измерения выполнялись шестью, а не восемью приёмниками по высоте лопатки из-за невозможности расположения крайних приёмников по высоте канала. Этим объясняется различие в уровне коэффициентов σ для исходной конструкции, приведенных в [1] и настоящей работе.

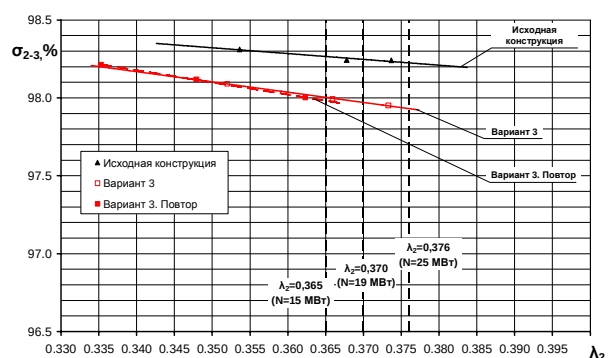


Рис. 8. Зависимость коэффициента восстановления полного давления диффузора от приведенной скорости на входе в диффузор

Вопреки предположению, что зажатие проточной части обводами и уменьшение текущего угла

α_z приведёт к снижению потерь в диффузоре [4], этого не произошло. Из чего можно сделать вывод, что в исходной конструкции диффузора отсутствуют сильные отрывы потока на обводах.

Аналогично, как и в исследованиях системы "диффузор – СА", в данных исследованиях диффузора были выполнены повторные его испытания. Целью повторных испытаний было определение точности и повторяемости экспериментов в области 0-3. Испытания выполнены после полной переборки модели. Как видно из рис. 8, повторные результаты исследований варианта 3 с достаточно высокой точностью совпали с первоначальными.

На рис. 9 представлены осреднённые по восьми лопаткам, на которых производились измерения, поля полных давлений на выходе из диффузора (перед СА) по высоте канала для наилучшего по расходной характеристике варианта 3 и исходной конструкции. Поля соответствуют номинальному режиму работы ГТД.

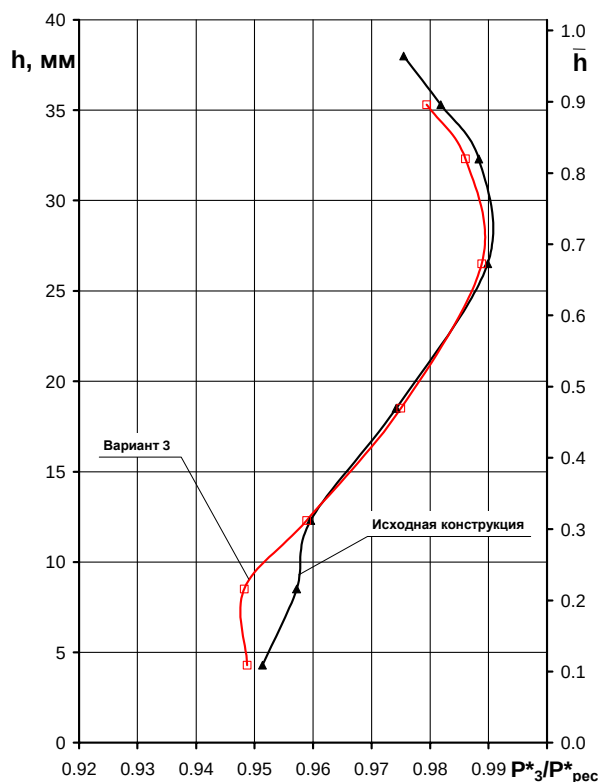


Рис. 9. Осреднённое поле полного давления на выходе из диффузора (перед СА) по высоте канала на режиме $\lambda_2 = 0,37-0,38$

Из рис. 9 видно, что кривые вариантов 3 и исходная конструкция на высоте лопатки $\bar{h} \approx 0,3-0,97$ хорошо группируются вдоль одной кривой. В корневой части на высоте лопатки $\bar{h} \approx 0,1-0,3$ картина распределения полей давлений иная: вариант 3 отличается от исходной конструкции заниженным давлением. Такое отличие полей вызвано влиянием на течение формы внутреннего обвода. В исходной конструкции внутренний обвод (участок 4) прямой и его обтекание благоприятное. В варианте 3 внутренний обвод сильно выпуклый и при его обтекании возможен отрыв или предотрывное состояние, в результате чего наблюдается понижение давления (рис. 9). Заниженным полным давлением в корне объясняется рост потерь в варианте 3, уровень которых больше, чем в исходной конструкции (рис. 8). Однако, как было видно из приведенных выше совместных исследований диффузора с СА, данное ухудшение поля перед СА, приведшее к некоторому увеличению потерь в самом диффузоре, оказалось неопределяющим по сравнению с прибавкой эффективности на участке "диффузор - СА" (рис. 5 – 7), где за счёт улучшения течения в СА потери значительно снизились.

Заключение

В работе представлены результаты экспериментальных исследований и оптимизации переходного диффузора между ТНД и СТ ГТД ДН80.

Анализ расходных характеристик и коэффициентов восстановления полного давления σ_{0-4} (относительных потерь полного давления $\Delta \bar{P}_{0-4}$) системы "диффузор – СА" показал, что по сравнению с исходным вариантом, наибольшей пропускной способностью и наименьшим уровнем гидравлических потерь обладает вариант 3.

Конструктивные мероприятия, реализованные в варианте 3, позволили максимально уменьшить меридиональные углы течения на выходе из диффузо-

ра и в СА. В результате был уменьшен провал поля полного давления за СА, зафиксированный в исходной конструкции [1], и поле по всей высоте лопатки выровнено. При этом потери полного давления диффузора с СА на номинальном режиме снизились на $\Delta \bar{P} = 0,6\%$.

Исследования потерь непосредственно в диффузоре (без СА) показали, что уменьшение угла раскрытия эквивалентного диффузора α_0 не приводит к снижению потерь в диффузоре, из чего можно сделать вывод, что в исходной конструкции отсутствуют сильные отрывы потока на обводах.

Для сравнения, в табл. 1 на номинальном режиме работы ГТД ($N = 25\text{МВт}$) приведены параметры исходного варианта 1 и наилучшего варианта 3.

Таблица 1

Параметры вариантов 1 и 3

Вариант	$G_{ПП}$	σ_{0-4}	$\Delta \bar{P}_{0-4}$	σ_{2-3}	$\Delta \bar{P}_{2-3}$
Вариант 1 (исходный)	0,0693	90,5%	9,5%	98,2%	1,8%
Вариант 3	0,0697	91,1%	8,9%	97,9%	2,1%
Изм. варианта 3 по отношению к варианту 1	+0,0004 (+0,6%)	+0,6%	-0,6%	-0,3%	+0,3%

Внедрение новой конструкции диффузора повышает эффективность не только СА первой ступени СТ, но и всей СТ за счёт улучшения поля полного давления в корневой части турбины.

Представляется целесообразным в дальнейшем провести аналогичные исследования с использованием программ расчёта трёхмерных вязких течений, проанализировать результаты и добиться согласования результатов расчёта с экспериментом.

Целесообразно продолжить исследования и выполнить оптимизацию СА первой ступени СТ в составе с улучшенной конструкцией переходного диффузора.

Авторы выражают благодарность доктору технических наук, профессору В.П. Герасименко за полезное обсуждение результатов работы.

Литература

- Исаков Б.В., Котов А.В., Осипов Е.В., Усатенко А.А. Аэродинамические исследования диагонального переходного диффузора осевой турбины ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. – 2007. – № 10. – С. 28-36.
- Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Аэродинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М. Энергия, 1970. – 384 с.
- Гоголев И.Г., Дроконов А.М. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин. – Брянск, Брянское областное издательство “Грани”, 1995. – 258 с.
- Довжик С.А., Морозов А.И. Исследование кольцевых диффузоров осевых турбомашин // Промышленная аэродинамика. – Москва: Оборонгиз. – 1961. – № 20. – С. 37-41.
- Строн Р.К., Клайн С.Дж. Метод расчёта плоских и осесимметричных диффузоров, основанный на определении запаса по отрыву // Теоретические основы инженерных расчётов. – 1983. – № 1. – С. 115-121.
- Хокенсон Г. Расчёт оптимальных диффузоров обратным методом и его экспериментальное подтверждение // Теоретические основы инженерных расчётов. – 1979. – № 4. – С. 186-191.
- Солодов В.Г., Стародубцев Ю.В. Научно-прикладной программный комплекс MTFS® для расчёта трёхмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы // Сертификат гос. регистр. авторских прав УГААСП#5921; 07.16.2002.

Поступила в редакцию 29.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.453.034.3:621.646.7

А.М. ГРУШЕНКО, А.Л. КИРЬЯНЧУК*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ МАССООБМЕНА В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТРАКТАХ С ВЗАИМНО ПЕРЕКРЕЩИВАЮЩИМИСЯ КАНАЛАМИ**

Представлены некоторые особенности течения жидкостей в проточных трактах на основе взаимно перекрещивающихся каналов и особенности геометрической структуры таких трактов. Рассмотрены возможности интенсификации процессов смесеобразования в потоке при течении разнородных жидкостей по цилиндрическим вихревым трактам (ЦВТ). Предложена методика проведения экспериментальных исследований процессов смешения в ЦВТ, основанная на анализе гидродинамических процессов методами теории подобия, определен вид критериального уравнения зависимости характеристик смешения от реологических свойств смешиваемых жидкостей, характера их течения и геометрических характеристик смесительных устройств на основе трактов с взаимно перекрещивающимися каналами.

массообмен, смешение, смесеобразование, цилиндрические вихревые тракты, взаимно перекрещивающиеся каналы

Введение

На сегодняшний день применение альтернативных видов топлив получает все более широкое распространение.

Как правило, такие топлива являются смесевыми и их свойства во многом зависят от качества смешения компонентов. В связи с этим задача интенсификации процессов массообмена при смесеобразовании является актуальной.

1. Формулирование проблемы

Одной из разновидностей процессов смешения является смешение в потоке. Схематически этот процесс представляется следующим образом (рис. 1). По двум трубопроводам в камеру смешения подаются две жидкости с массовыми расходами $\dot{m}_1$ и $\dot{m}_2$. По третьему трубопроводу из камеры поступает готовая смесь с расходом $\dot{m}_3$. Как правило, перед входом в камеру смешения, жидкости дросселируются[1], а в самой камере смешения создается определенная гидродинамическая обстановка (закрутка потоков, соударение струй и пр.), которая и определяет качество смешения исходных жидкостей. По-

иск новых способов интенсификации процессов смешения в потоке является перспективным направлением не только для поршневых ДВС работающих на смесевых топливах, но и для других областей знаний таких как химический синтез, получение биотоплив, а также для решения аналогичных задач, связанных с получением гомогенных смесей.

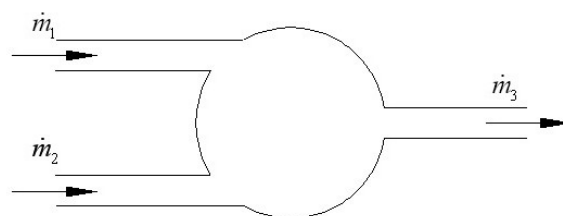


Рис. 1. Схема процесса смешения в потоке

2. Возможные пути решения

На интенсификацию процессов смешения, например двух жидкостей, могут влиять следующие физические явления:

- осесимметричные возмущения (волны Релея), возникающие под действие капиллярных сил;
- турбулентные пульсации, приводящие к взаимной диффузии жидкостей;
- кавитационные процессы в одной или двух

жидкостях при их течении по проточному тракту [2].

Вероятно, что одновременное воздействие нескольких таких факторов может в значительной степени интенсифицировать процесс смесеобразования. Реализация этого возможна, на наш взгляд, в трактах с взаимно перекрещивающимися каналами [3].

3. Особенности течения со смешением в трактах со взаимно перекрещивающимися каналами

Известно, что интенсивность смешивания жидкостей выше в случае турбулентного характера их течения [4]. Как показывают исследования [3], при течении жидкости в проточных трактах с взаимно перекрещивающимися каналами турбулентный характер движения жидкости реализуется при $Re_{кр} = 500...600$, что существенно меньше критического числа Рейнольдса для течения в гладких трубах, $Re_{кр} \approx 2300$ [5, 6]. Еще одной особенностью таких трактов является возникновение на определенных режимах течения кавитационных процессов за счет образования вихревых жгутов в зоне перекрещивания каналов. Этот факт был обнаружен при исследовании форсунок на основе таких трактов. Таким образом, в трактах с взаимно перекрещивающимися каналами реализуется еще одно физическое явление, способствующее улучшению смешения жидкостей.

Если каналы выполнены на цилиндрических поверхностях, то такие устройства называются цилиндрическими вихревыми трактами (ЦВТ). Рассмотрим геометрическую структуру ЦВТ подробнее.

На рис. 2 представлена схема формирования структуры тракта с взаимно перекрещивающимися каналами. Стрелками показано направление движения жидкости.

В местах наложения каналов образуются полости (ячейки). Таким образом, формируется характерная ячейковая структура.

Известно [4], что тракты имеют характерно выраженный начальный участок, который определяет входное гидросопротивление и характеризуется не установившимся турбулентным режимом течения. За начальным участком ЦВТ, следует участок установившегося турбулентного течения, величина потерь давления в котором автомодельна по числу Рейнольдса.

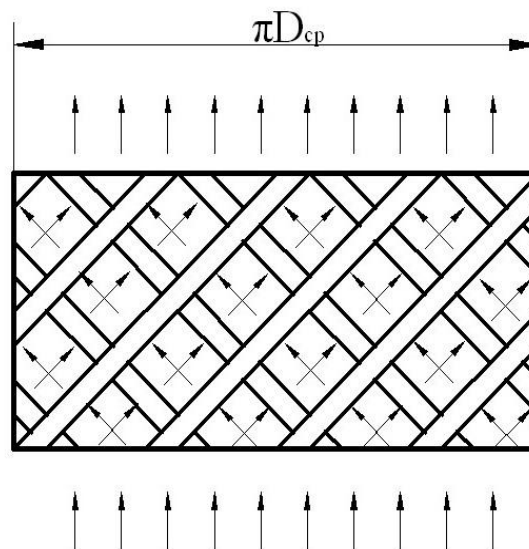


Рис. 2. Схема формирования ячейковой структуры ЦВТ (развертка по среднему диаметру сопряжения $D_{ср}$)

Если длина тракта равна длине начального участка, то такие устройства называются короткими ЦВТ. В выходном сечении таких устройств поток стабилизирован и их можно рассматривать как турбулентные дроссели [3].

Очевидно, что реализация смешения жидкостей в таких трактах должна осуществляться не только на начальном участке, но и на участке стабилизированного течения, протяженность которого будет определять качество смешения и затраты на прокачку для его осуществления. Другими словами речь идет о минимизации потерь на смешение в ЦВТ, то есть определение минимальной длины ЦВТ, достаточной для осуществления процессов смесеобразования в соответствии с решаемой задачей.

Для выработки стратегии экспериментальных исследований процессов смешения в трактах с вза-

имно перекрещивающимися каналами необходимо определить критерии, которые могли бы характеризовать эти процессы.

Рассмотрим схематично вихревой тракт (рис. 3) как некий «черный ящик», на входе в который величины $\dot{m}_1$ и $\dot{m}_2$ – характеризуют массовые расходы смешиваемых жидкостей, которые подводятся каждая к своей группе каналов, а $\dot{m}_1'$ и $\dot{m}_2'$ – расходы смесей жидкостей, выходящих из этих же групп каналов соответственно.

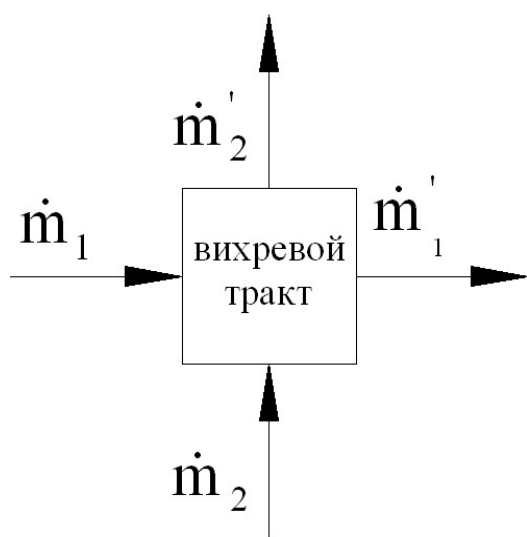


Рис. 3. Схема смешивания в ЦВТ

Очевидно, что расходы жидкостей на выходе из каждой группы каналов могут быть записаны как:

$$\dot{m}_1' = \dot{m}_1 - \Delta\dot{m}_1 + \Delta\dot{m}_2; \quad (1)$$

$$\dot{m}_2' = \dot{m}_2 - \Delta\dot{m}_2 + \Delta\dot{m}_1, \quad (2)$$

где $\Delta\dot{m}_1$ – часть расхода жидкости из первой группы каналов, которая, участвуя в смешении (массообмене между группами каналов), перешла из первой группы каналов во вторую;

$\Delta\dot{m}_2$ – часть расхода жидкости из каналов второй группы, которая перешла в процессе массообмена из каналов второй группы в каналы первой.

Очевидно, что процесс массообмена между группами каналов можно характеризовать двумя величинами – изменением расхода жидкости в первой

группе каналов $\dot{m}_1' - \dot{m}_1$ и во второй группе каналов $\dot{m}_2' - \dot{m}_2$.

Не трудно показать, что изменение расходов жидкости первой группы каналов может происходить только за счет изменения расхода жидкости второй группы каналов:

$$\dot{m}_1' - \dot{m}_1 = \dot{m}_2 - \dot{m}_2'. \quad (3)$$

Из выражений (1) и (2) следует, что разница расходов $\dot{m}_1' - \dot{m}_1$ и $\dot{m}_2 - \dot{m}_2'$ равна $\Delta\dot{m}_2 - \Delta\dot{m}_1$. Таким образом из выше изложенного следует, что процесс массообмена в вихревых трактах полностью характеризуется величиной $\Delta\dot{m}_2 - \Delta\dot{m}_1$, физический смысл которой состоит в том, что она полностью определяет суммарный эффект процессов массообмена жидкостей между каналами разных групп.

Так как суммарный расход жидкостей $\dot{m}$, протекающих через вихревой тракт равен

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2, \quad (4)$$

то отношение

$$\frac{(\Delta\dot{m}_2 - \Delta\dot{m}_1)}{\dot{m}}, \quad (5)$$

может быть выбрано в качестве безразмерного критерия, характеризующего интенсивность процессов массообмена в трактах с взаимно перекрещивающимися каналами.

Обозначим

$$\varepsilon = \frac{\Delta\dot{m}_2 - \Delta\dot{m}_1}{\dot{m}} = \frac{\Delta\dot{m}_2 - \Delta\dot{m}_1}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} = \frac{\Delta\dot{m}_2 - \Delta\dot{m}_1}{\dot{m}_1' + \dot{m}_2'}. \quad (6)$$

Критерий ε имеет простой физический смысл – это относительная массовая доля жидкостей, формирующая суммарный эффект процессов массообмена от их суммарного массового расхода.

Необходимо отметить удобство использования критерия ε для экспериментальных исследований в зависимости от того, какие жидкости смешиваются (растворимые друг в друге или нет).

Действительно, для не смешиваемых жидкостей удобно измерять $\Delta \dot{m}_1$, $\Delta \dot{m}_2$, $\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$; для смешиваемых – $\dot{m}_1'$, $\dot{m}_2'$, $\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$ и плотность смешанных жидкостей – в обоих случаях по измеренным величинам достаточно просто осуществляется пересчет величины ε .

4. Экспериментальные исследования

Основываясь на выводах работы [3], в качестве объекта исследований был выбран симметричный цилиндрический вихревой тракт, с полукруглыми каналами, выполненными в виде многозаходных винтовых канавок на корпусе и втулке. Угол скрещивания каналов ψ , выбранный из рекомендуемого диапазона [3], составляет 90° .

Для проведения качественного и количественного экспериментов была разработана плоская модель ЦВТ (рис. 4) с аналогичными геометрическими параметрами и эквивалентным диаметром каналов d_s , равным 3 мм, а также методика проведения экспериментального исследования. Разработанная методика предусматривает интегральную оценку массопереноса разнородных жидкостей (смешиваемых и не смешиваемых), которые подаются по индивидуальным магистралям к разным группам каналов, как в случае описанной выше плоской модели, так и в случае ЦВТ. Для обеспечения возможности визуализации, модель выполнена из прозрачного материала.

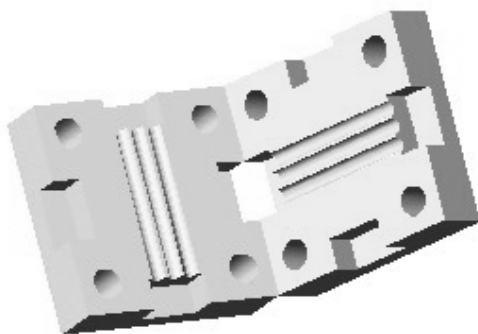


Рис. 4. Проточная часть модели

Количественная оценка смешения осуществлялась весовым методом по средней плотности, для смешиваемых жидкостей, и объемным методом для не смешиваемых жидкостей, при отборе проб из соответствующих групп каналов на выходе из тракта.

5. Интерпретация и оценка результатов экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования процессов смешения в ЦВТ жидкостей с различными реологическими свойствами представляют существенные трудности из-за необходимости организации многофакторного эксперимента.

Для минимизации плана эксперимента используют теорию подобия, что позволяет не только существенно снизить материальные затраты на проведение эксперимента, но и получать его обобщенные результаты, научно-практическая ценность которых существенно выше эмпирических зависимостей, справедливых в ограниченном диапазоне определяющих размерных параметров.

Обобщенное уравнение зависимости критерия массообмена ε от определяющих размерных параметров можно записать в следующем виде:

$$\varepsilon = f(\mu_1, \mu_2, v_1, v_2, d_s, l), \quad (7)$$

где μ_1, μ_2 – динамические вязкости смешиваемых жидкостей;

v_1, v_2 – скорости смешиваемых жидкостей на входе в соответствующие группы каналов;

l – осевая протяженность цилиндрического вихревого тракта;

d_s – эквивалентный диаметр канала (геометрия каналов обеих групп одинакова).

Согласно π -теореме [7], зависимость безразмерного критерия ε от шести размерных параметров может быть заменена на зависимость ε от трех безразмерных критериев

$$\varepsilon = f\left(Re_1, Re_2, \frac{l}{d_s}\right), \quad (8)$$

в которой числа Рейнольдса характеризуют течения жидкостей с разными реологическими свойствами в соответствующих группах каналов, а величина $\frac{l}{d_3}$ равна безразмерной осевой протяженности вихревого тракта, нормированной осевой протяженностью одного пояса скрещивания [3]. Зависимость (8) позволяет реализовать стратегию экспериментальных исследований.

Оценка интенсивности массообмена в ЦВТ по ε для трактов различной протяженности $\bar{l} = \frac{l}{d_3}$ должна проводится в зависимости от чисел Рейнольдса Re_1 и Re_2 . В свою очередь это означает, что результаты экспериментальных исследований должны отображаться в трехмерных координатах ε , Re_1 , Re_2 , для каждого исследуемого образца цилиндрических вихревых трактов.

Заключение

Критериальный анализ особенностей течения разнородных жидкостей в цилиндрических вихревых трактах еще раз подтвердил вывод об общности канальных течений, то есть о том, что вихревые тракты являются самым общим случаем таких течений. Процессы же массообмена в таких трактах носят ярко выраженный индивидуальный характер и отличаются от процессов смешения по механизму k - ε турбулентности.

Сложность визуализации процессов массопереноса в ЦВТ и их физического моделирования делают экспериментальные исследования единственным

результативным методом интегральной оценки процессов массопереноса в трактах с взаимно перекрещивающимися каналами, а результаты факторного анализа с применением теории подобия позволяют минимизировать объем экспериментальных исследований и получать обобщенные результаты таких исследований.

Литература

1. Кирилин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 416 с.
2. Parag R. Gogate, Rajiv K. Tayal, Aniruddha B. Pandit. Cavitation: a technology on the horizon // CURRENT SCIENCE, Vol. 91, № 1, 10 july 2006. – P. 35-46.
3. Грушенко А.М. Определение потерь в цилиндрических вихревых трактах // Проблемы машиностроения. – К. – 1987. – Вып. 28. – С. 96-98.
4. Повх И.Л. Техническая гидромеханика. – Л.: Машиностроение, 1969. – 524 с.
5. Большаков В.А., Попов В.Н. Гидравлика. – К.: Выща школа, 1989. – 215 с.
6. Дейч М.Е., Зарякин А.Е. Гидрогазодинамика. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 384 с.
7. Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. – М.: Наука, 1965. – 388 с.

Поступила в редакцию 28.05.2008

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

УДК 629.735.017.1:629.735.33(045)

О.Г. КУЧЕР, П.О. ВЛАСЕНКО

Національний авіаційний університет, Київ, Україна

УПРАВЛІННЯ НАДІЙНІСТЮ ПАРКУ ПОВІТРЯНИХ СУДЕН УКРАЇНИ

Розглянуті питання управління, аналізу і контролю надійності авіаційної техніки, що входить до складу парку повітряних суден України. Проведений моніторинг надійності компонентів ПС.

льотна придатність, показники надійності та ефективності, контроль та моніторинг надійності, управління надійністю

Передмова

В останні роки ІКАО і багато авіаційних держав різко підвищили вимоги до забезпечення безпеки польотів. Реалізація цих вимог потребує постійної оцінки та моніторингу технічного стану парку авіаційної техніки України. В основу цих заходів покладено забезпечення високого рівня безпеки польотів, забезпечення і підтримання льотної придатності авіаційної техніки, аналіз стану надійності компонентів авіаційної техніки в процесі експлуатації, оцінка та моніторинг ресурсного стану компонентів авіаційної техніки, подовження строків її експлуатації [1, 2].

1. Формулювання проблеми

Керування надійністю парку повітряних суден України проводиться на базі Програми надійності ПС авіакомпаній, яка є частиною програми технічного обслуговування й регламентується міжнародними документами FAA, EASA, IOSA, а також українськими вимогами до сертифікації експлуатантів і є обов'язковим для виконання авіакомпаніями [3]. Головним діючим інструментом Госавіаадміністрації для забезпечення і підтримки льотної придатності парку ПС є контроль і моніторинг рівня надійності компонентів ПС та повітряних суден України в цілому. Для авіакомпаній найбільш вагомими критеріями за якими здійснюється оцінка стану надійності АТ та ефективності Програми ТО є дані Про-

грами Надійності з наступних критеріїв: наростання частоти виникнення авіаційних подій за три літні періоди; наростання частоти здійснення затримок і скасування рейсів з технічних причин за контрольний період; постійне перевищення значення частоти зауважень екіпажа по окремій системі граничного значення; постійне перевищення значення частоти зауважень технічного персоналу по окремій системі граничного значення; підвищена частота відмов окремого компонента.

Документи Госавіаадміністрації, FAA, EASA вимагають, щоб все літакове обладнання у відповідності зі стандартами льотної придатності було справним. Однак, правила також допускають експлуатацію ПС із несправностями певного типу. Це обговорено в переліку припустимих відмов і несправностей (переліку відхилень від конфігурації літака MEL/CDL), що після підтвердження дозволяє експлуатацію ПС із обмеженнями, якщо: відкладене обслуговування не впливає на льотну придатність ПС; відкладене обслуговування повинне бути прийнятно для продовження експлуатації ПС відповідно до MEL/CDL. В зв'язку з цим моніторинг процедури контролю термінів усунення відкладених несправностей є також важливою ланкою управління надійністю ПС в авіакомпанії.

При недодержанні авіакомпаніями вимог по надійності, їм не надають право (сертифікат) на проведення як внутрішніх, так і міжнародних пасажирських та грузоперевезень, що, в свою чергу, може призвес-

ти до великих матеріальних збитків авіакомпаній. Для попередження подібної ситуації авіакомпаніям необхідно проводити постійний контроль за надійністю систем, виробів ПС та літаків в цілому.

Парк повітряних суден України налічує 76 типів і модифікацій повітряних суден, які експлуатують більше ста авіакомпаній. З метою виявлення і попередження зниження надійності в контрольні терміни часу, а також для забезпечення підтримки заданого рівня надійності авіаційної техніки розроблена система «Надійність ПС» в рамках якої проводиться контроль та моніторинг надійності компонентів ПС.

1.1. Показники надійності. Оцінка основних характеристик надійності виконується шляхом статистичної обробки даних про відмови та наробітки парку ПС, що спостерігаються в польоті та експлуатації. За причинами виникнення відмови ЛА поділяються на конструкційні, експлуатаційні та виробничі. За наслідками - на ті, що призвели до затримки або відміни рейсу, або до виникнення інцидентів, в тому числі авіаційних подій та катастроф, відмови, що призвели до вимушеної посадки, дострокового зняття двигуна або комплектуючого виробу ПС, виключення двигуна в польоті, та для агрегатів, що знаходились на гарантії. Для визначення стану надійності ПС виконується оцінка показників надійності трьох основних виробів (планера, двигунів та ДСУ), п'яти видів обладнання (радіоелектронного, приладного, електрообладнання, планера і двигунів), 47 функціональних систем та комплектуючих виробів ПС (агрегатів). Вихідні дані про відмови та несправності реєструються за кожний квартал по авіакомпаніях для кожного типу і модифікації ПС по кожній функціональній системі з вказівкою на агрегати, що відмовили.

Для визначення рівня надійності ЛА за основні показники надійності в системі приймаються наробіток на відмову (1) та коефіцієнт K_{1000} – кількість відмов, виявлених в експлуатації на 1000 годин наробітку (або посадок) (2) [4]:

$$T = \frac{N}{n}; \quad (1)$$

$$K_{1000} = \frac{n}{N} \cdot 1000, \quad (2)$$

де n – кількість відмов (несправностей), виявлених у компонентах ПС; N – наробіток за розрахунковий період (кількість посадок).

Формули для розрахунку частини основних показників надійності заснованих на виразах (1) та (2) приведені в табл.1[4].

Оперативні показники надійності використовують для оцінки, контролю рівня, моніторингу та прогнозуванню надійності різних типів ПС за періодами експлуатації, порівняльного аналізу стану надійності ПС, що експлуатуються різними авіакомпаніями.

Для більш детального аналізу надійності використовуються Картка обліку несправностей авіаційної техніки (КОН АТ) (рис. 1.), яка заповнюється на відмови й несправності, які проявилися під час польоту чи виявлені при ТО. На відмови та несправності, які могли б привести до авіаційної події чи інциденту, або реально загрожували безпеці польоту, заповнюється КОН АТ з червоною смугою. Така інформація має статус особливо важливих донесень. Реквізити КОН АТ заповнюються наступним чином.

Усім КОН АТ надаються облікові номери, назва експлуатанта, в сертифікаті якого значиться ПС, або експлуатанта, який його орендує, наводиться тип ПС, вноситься реєстраційний знак ПС та заводський номер, вказується дата виявлення несправності, при відмові двигуна вказується номер силової установки (СУ), записується кодовий номер форми ТО, на якій виявлена несправність, надається опис зовнішніх ознак, які свідчать про відмову або несправність, зазначається етап виявлення несправності, наслідки та спосіб усунення. У стислій текстовій формі здійснюється опис несправності та вказується її причина, а також заноситься будь-яка інформація, яка буде доречна при розробці профілактичних заходів щодо підвищення надійності АТ [2].

Таблица 1

Оперативні показники надійності АТ

Найменування показників надійності	Позначення	Формула оцінки показника надійності	Пояснення до формули
Середній наліт на відмову виробів АТ в польоті, год.	T_{II}	$T_{II} = \frac{t_{\Sigma}}{n_{\Sigma}}$	t_{Σ} – сумарний наліт ПС за звітний період; n_{Σ} – сумарна кількість відмов виробів АТ в польоті.
Середня кількість несправностей, виявлених у польоті на 1000 год. нальоту	K_{1000II}	$K_{1000II} = \frac{n_{II}}{t_{\Sigma}} 1000$	
Середній наліт на відмову виробу АТ виявлених в експлуатації (виявлених в польоті й при ТО)	T_C	$T_C = \frac{t_{\Sigma}}{n_C}$	t_{Σ} – сумарний наліт ПС за звітний період; n_C – сумарна кількість відмов, виявлених в експлуатації (у польоті й при ТО).
Середня кількість несправностей, виявлених в експлуатації (у польоті й при ТО) на 1000 год. нальоту	K_{1000C}	$K_{1000C} = \frac{n_C}{t_{\Sigma}} 1000$	
Середня кількість несправностей з виробничих причин на 1000 год. нальоту	K_{1000B}	$K_{1000B} = \frac{n_B}{t_{\Sigma}} 1000$	n_B – кількість відмов з виробничих причин;
Середня кількість несправностей з експлуатаційних причин на 1000 год. нальоту	$K_{1000EKC}$	$K_{1000EKC} = \frac{n_{EKC}}{t_{\Sigma}} 1000$	n_{EKC} – кількість відмов з експлуатаційних причин.
Середня кількість позапланового зняття компонентів з ПС на 1000 год. нальоту	K_{1000D3}	$K_{1000D3} = \frac{n_{D3}}{t_{\Sigma}} 1000$	n_{D3} – кількість позапланового зняття компонентів з ПС.
Середня кількість затримок й відмін рейсу за розкладом через відмови виробів АТ на 1000 вильотів	M_{1000}	$M_{1000} = \frac{n_{3P} 1000}{N}$	n_{3P} – кількість затримок та відмін рейсу; N – кількість вильотів ПС за звітний період.
Середня кількість перерваних зльотів й вимушених посадок на 1000 зльотів	$K_{1000BII}$	$K_{1000BII} = \frac{n_{BII}}{N} 1000$	n_{BII} – кількість вимушених посадок; N – кількість вильотів ПС за звітний період.
Середня кількість достроково знятих двигунів на 1000 год. напрацювання	$K_{1000D3D}$	$K_{1000D3D} = \frac{n_{D3D}}{t_{\Sigma D}} 1000$	n_{D3D} – кількість достроково знятих двигунів; $t_{\Sigma D}$ – сумарне напрацювання АД.
Середня кількість виключень двигунів у польоті на 1000 год. напрацювання	$K_{1000BIK}$	$K_{1000BIK} = \frac{n_{BIK}}{t_{\Sigma D}} 1000$	n_{BIK} – кількість виключень двигунів у польоті; $t_{\Sigma D}$ – сумарне напрацювання АД.
Відносна кількість відмов виробів АТ, які проявилися в польоті	$\bar{K}_{II}$	$\bar{K}_{II} = \frac{n_{II}}{n_C}$	n_{II} – кількість відмов виробів АТ в польоті; n_C – кількість відмов, виявлених в експлуатації (в польоті й при ТО).
Середня тривалість затримки рейсу	T_{3P}	$T_{3P} = \frac{t_{\Sigma 3P}}{n_{3P}}$	$t_{\Sigma 3P}$ – сумарний час затримок рейсів; n_{3P} – кількість затримок та відмін рейсу.

Ввод КУН

Записей в БД: 285

Выход

№ 3924 Кв Год 2008 Эксплуатант 6.ДП АНТК ИМ.О.К. АНТОНОВА Тип ВС АН-22 Борг UR-09307 Шифр агрегата МПК-136ТВ Номер агрегата Е 8331468 Гот. 1

Дата отказа 11.02.2008 №папки 22/1 Экспл. 6.ДП АНТК ИМ.О.К. АНТОНОВА Тип ВС АН-22 Борг UR-09307 МПК-136ТВ

Внеш. проявл. Не открывается кран отбора воздуха от 2 СУ

Этап 17. Другое ТО Подтвержд. 1. Подтверждено Последств. 0. Без последствий Способ устр. 2. Устранено со снятием изделия

Система подсистема Система кондиционирования воздуха Завод. номер Е 8331468

021.10 Кабинный нагнетач, органы управления та системы вихрювання, що відносяться до двигателів N 2

Шифр изделия МПК-136ТВ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ Двигатель N 2 Двигатель N 2

Характер проявления неисправности Электромеханизм

Не закрывается кран

Причина неисправности Отказ электромеханизма МПК-136ТВ

Элемент РЗО Блок Подблок Узел МПК-136ТВ электромеханизм

Принятые к комплектующему изделию меры 1. Востановлено у эксплуатации Доп. инф. Нет

Воздушное судно

Двигатель (ВСУ) МПК-136ТВ

Тип(модиф) Завод. номер Е 8331468

Завод. произв. ТАПО И Ч 29.03.1974 8044 ч 3140 пос

Дата выпуска СНЗ 5768 ч 1748 пос

ППР 1

Кол-во ремонтов В/ч 21697

Завод. посл. рем. 23.04.1986

Дата посл. ремта

Комплектуемое изделие(воздушный винт) МПК-136ТВ

Поиск неисправности 1:0 чм 1 чел.ч

Устранение неисправности 1:0 чм 1 чел.ч

Заполнил(должность и фамилия) Авиастехник Савостин А. В.

Проверил(должность и фамилия) Инженер Кирилюк А. В.

Дата посл. усл. на ВС 02.06.1975

Пуск Total Com... 12 Мгдо... Националь... Microsoft... Adobe Re... Куп EN 13:33

Рис. 1. Электронный вариант Картки обліку неисправностей

За класифікатором вказується зона (місцезнаходження) виробу на ПС. В кінці заносяться паспортні дані: тип та заводський номер, наробітки з початку експлуатації і після ремонту для основного (их) і комплектуючого виробу (агрегату), що відмовив. При необхідності вказується час пошуку та усунення відмови.

За три останні роки експлуатації в системі зареєстровано більше 30000 відмов і на 3300 з них складено карточки обліку несправностей.

1.2. Управління надійністю. Управління надійністю парку повітряних суден України включає в себе контроль, моніторинг та аналіз рівня надійності авіаційної техніки і її складових. Контроль надійності базується на обчисленні показників надійності за даними, що визначаються у процесі експлуатації і порівнянні цих показників із гранично-допустимими нормами. Для кожної системи, виду обладнання, основного виробу повітряного судна встановлюється контрольний рівень показників надійності, який визначається шляхом оцінки значень цих показників за попередній період (1-2 роки) експлуатації. Рівні надійності залежать від типу ПС та кількості комплектуючих. У випадку, якщо розраховане значення показника надійності нижче встановлених нормованих значень, то необхідно ужити заходів по підвищенню надійності до встановленого рівня.

2. Рішення проблеми

2.1. Вхідні дані та оцінка стану надійності. Визначення показників надійності парку повітряних суден України здійснюється в рамках автоматизованої системи «Надійність ПС», в якості вхідної інформації якої слугують дані по власникам (рис. 2.), відмовам (рис. 3.) і наробіткам та ресурсам ПС (рис. 4.). Оскільки відповідальність за стан авіаційної техніки в цивільній авіації несе авіакомпанія, то ведеться постійний моніторинг власників (експлуатантів) ПС. В базі системи знаходиться список авіакомпаній, їх адреси, номери сертифікатів, а також, для

кожної авіакомпанії, типи і бортові номери ПС, початкова та кінцева дата періоду приналежності ПС даній компанії (рис. 2.). Дані про відмови (рис. 3) надходять до системи кожний квартал у вигляді трьох реквізитів – загальної кількості відмов за квартал, з них відмов у польоті та переліку агрегатів, що відмовили по кожній функціональній системі ПС. Дані про напрацювання (рис. 4) для оцінки надійності надходять до системи кожний квартал у вигляді сумарних наробітків по всім ПС даного типу, що належать авіакомпанії, за вказаний період по всіх прийнятих видах обліку: в годинах і посадках для планера, годинах і циклах для двигунів і газогодинах та власних запусках для ДСУ.

Відомості про літак							
Тип ПС	Вид	Код	Специфікація	№ сер.	Ф.в.м.	Введен.	Вивед.
АН-2	УП-21004	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-2	УП-21005	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-12	УП-21006	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-12	УП-21007	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-12	УП-21008	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-12	УП-21009	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	132 0-1	02.05.2005		
АН-26	УП-21010	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21011	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21012	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21013	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21014	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21015	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21016	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21017	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21018	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21019	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21020	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21021	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21022	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21023	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21024	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21025	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21026	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21027	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21028	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21029	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21030	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21031	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21032	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21033	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21034	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21035	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21036	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21037	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21038	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21039	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21040	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21041	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21042	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21043	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21044	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21045	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21046	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21047	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21048	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21049	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21050	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21051	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21052	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21053	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21054	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21055	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21056	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21057	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21058	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21059	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21060	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21061	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21062	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21063	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21064	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21065	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21066	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21067	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21068	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21069	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21070	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21071	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21072	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21073	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21074	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21075	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21076	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21077	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21078	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21079	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21080	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21081	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21082	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21083	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21084	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21085	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21086	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21087	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21088	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21089	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21090	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21091	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21092	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21093	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21094	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21095	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21096	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21097	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21098	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21099	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21100	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21101	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21102	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21103	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21104	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21105	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21106	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21107	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21108	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21109	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21110	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21111	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21112	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21113	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21114	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21115	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21116	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21117	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21118	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21119	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21120	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21121	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21122	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21123	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21124	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21125	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21126	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21127	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21128	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21129	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21130	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21131	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21132	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21133	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21134	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21135	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21136	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21137	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21138	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21139	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21140	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21141	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21142	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21143	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21144	47	"СІМ-СІМ-АВІА"	132 0	02.05.2005		
АН-26	УП-21145	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.1990		
АН-26	УП-21146	38	"ЧАЙКА"	116 0-1	01.05.1990		
АН-26	УП-21147	29	"ЧИВЕРСАЛ-АВІА" (ФІРМ)	07 0	01.05.199		

що виникли в експлуатації та в польоті. На основі даних про відмови розраховуються абсолютні та відносні показники надійності (кількість відмов, напрацювання на відмову і K_{1000} в годинах та посадках/циклах) для всіх ПС даного типу які експлуатуються в Україні або для кожної авіакомпанії окремо по всім системам (рис. 5), видам обладнання (радіоелектронного, приладного, електрообладнання, планера, двигуна) і агрегатам, а також основним виробам (планеру, двигунам, ДСУ) і літаку в цілому.

Год	Кварт	Тип	Дата	К.Брт	Плр.ч.м.	Плр.пос.	СУ ч.м.	СУ цикл	ВСУ ч.м.	ВСУ с.з.
2006	3	Іл-76МД	01.01.2006	5	1253.00	376	5012.00	1504	423.00	564
2006	2	Іл-76Д	01.01.2006	6	1766.00	776	7064.00	3104	873.00	1164
2006	1	Іл-76	01.01.2006							
2005	4	АН-12БК	01.01.2006	2	122.00	24	488.00	96	27.00	36
2005	3	АН-26Б	01.01.2006	3	88.00	26	176.00	52	29.15	39
2005	2	МІ-8МТ	01.01.2006	1	151.00	118	302.00	236	132.45	177
2005	1	МІ-8МТВ	01.01.2006	2	126.00	98	252.00	196	110.15	147
		ТУ-154Б-2	01.01.2006	1	55.00	18	165.00	54	20.15	27

Рис. 4. Квартальний звіт з напрацювання основних виробів ПС Іл-76 компанії УАТК за 4 кв. 2005 р.

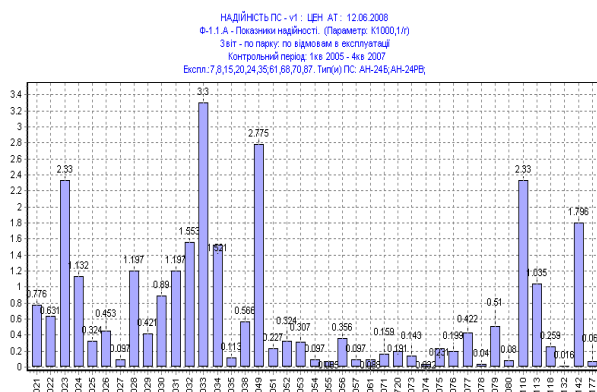


Рис. 5. Показник надійності K_{1000} по відмовам в експлуатації систем ПС АН-24 за 1 кв. 2005-4 кв. 2007

Для оцінки стану надійності типу літака в цілому використовуються загальні показники надійності та ефективності за визначений термін – квартал або вказаний період: кількість відмов, наліт, кількість посадок(польотів), наробітки на відмову та K_{1000} в годинах і посадках, наліт парку ПС за добу, середній наліт на одне ПС за добу, середня тривалість рейсу.

Дані оцінки стану надійності використовуються для поточного контролю та визначення зміни стану надійності (моніторингу) ПС і його компонентів.

2.2. Результати контролю та моніторингу. Для управління рівнем надійності парку ПС України проводиться контроль та моніторинг надійності агрегатів, функціональних систем, видів обладнання основних виробів – планера, двигуна та ДСУ.

Для контролю рівня надійності АТ показники надійності компонентів ПС порівнюються із гранично-допустимими значеннями. При перевищенні значеннями встановлених меж, вживаються заходи по підвищенню рівня надійності. В системі проводиться порівняльний аналіз надійності ПС по періодах експлуатації та авіакомпаніям, що експлуатують однакові типи ПС шляхом порівняння їх з середньостатистичними показниками за підконтрольний період.

Відстеження динаміки зміни показників надійності за певний період експлуатації (моніторинг надійності) проводиться зі ступенем осереднення (згладжуваності) даних за квартал або рік. В другому випадку показник надійності розраховується на основі даних про відмови та наробітки за рік закінчуючи поточним кварталом.

На рис. 6 та 7 приводяться дані моніторингу показника надійності K_{1000} видів обладнання літака ЯК-40 за 2005-2007 роки зі ступенем осереднення за квартал та рік. В останньому випадку більш чітко спостерігається динаміка зміни показника надійності. Як слідує з рис. 7. за 2007 рік відбулося погіршення рівня надійності для компонентів радіоелектронного обладнання (ріст K_{000}) та покращення для компонентів планера при незначних змінах інших видів обладнання.

На рис. 8. приводиться розподіл відмов літаків В-737-300, В-737-400, В-737-500 по системам ПС за кожен квартал періоду з 2005 по 2007 рік, з якого видно що форма розподілу зберігається практично на протязі всього підконтрольного періоду. Такі закономірності характерні і для інших типів АТ.

На рис. 9 та 10 проводяться результати контролю показника надійності K_{1000} по видам обладнання та функціональним системам літака Як-40. Аналіз

отриманих даних показує, що необхідно вжити міри по підвищенню надійності агрегатів та комплектуючих виробів, що входять до складу радіоелектронного обладнання, оскільки в 4 кварталі 2007 року значення K_{1000} майже досягло критичного значення (рис. 9.). Особливу увагу необхідно звернути на виробу систем: 023 – обладнання зв'язку і 142 – бортові засоби контролю й реєстрації польотних даних, оскільки спостерігається перевищення контрольного рівня надійності в 4 кварталі 2007 року (рис. 10).

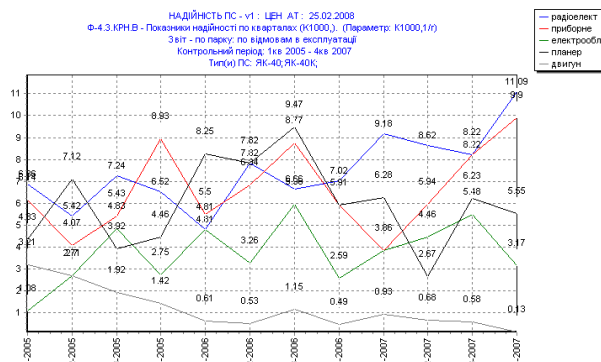


Рис. 6. Моніторинг надійності (K_{1000}) ПС Як-40 по видам обладнання за 2005-2007 роки

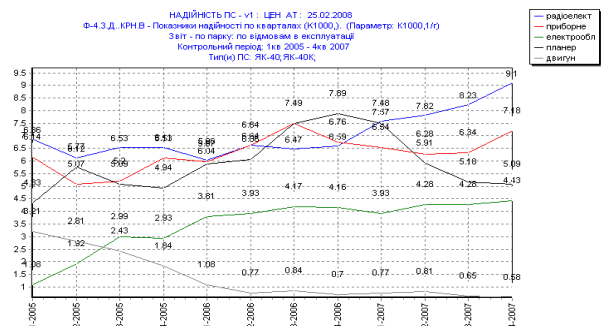


Рис. 7. Моніторинг надійності ПС Як-40 по видах обладнання за 2005-2007 роки зі ступенем осереднення за рік

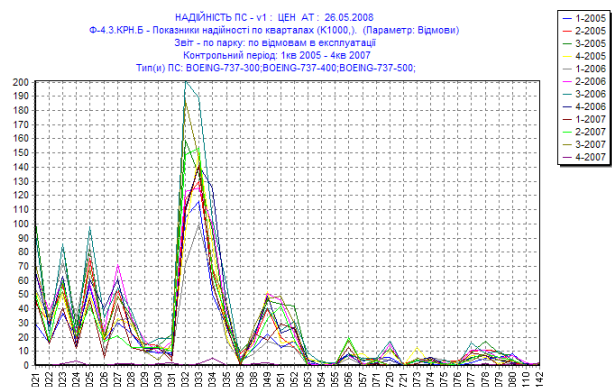


Рис. 8. Відмови за квартал по системах ПС за 2005-2007 роки літаків В-737-300, -400, -500

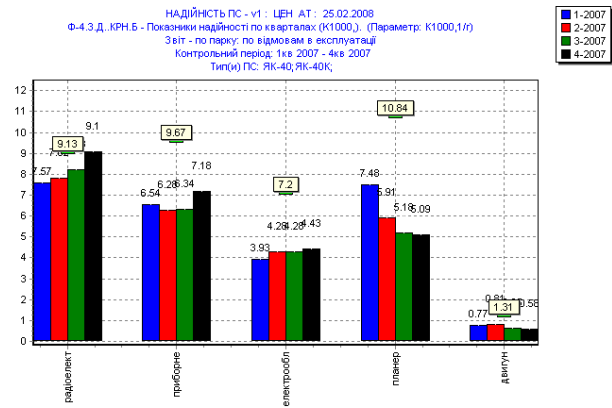


Рис. 9. Контроль показників надійності видів обладнання літака Як-40 по кварталах за 1-4 кв. 2007 р.

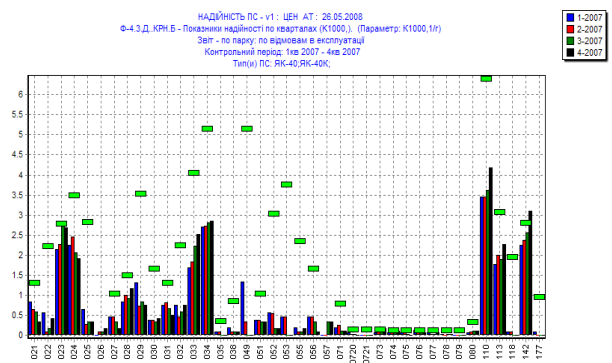


Рис. 10. Контроль показників надійності функціональних систем ПС Як-40 по кварталах за 2007 р.

Аналіз загальних показників надійності всього парку ПС України показує, що найбільше число відмов за три роки експлуатації 2005 – 2007р.р. зареєстровано для літаків типу BOEING-373-300, –400, –500 та BOEING-767-300ER, але й напрацювання цих типів літаків в годинах складає майже половину нальоту всього парку. Ці ж типи ПС та AIRBUS-320-211 за 2007 р. мають найвищий добовий наліт (рис. 11). Результати контролю загальних показників надійності показують, що для літаків типу BOEING-373-200 і BOEING-373-300, DC9-51, АН-2, К-26 та ТУ-134 і вертольотів МІ-2 значення показника K_{1000} перевищили контрольні рівні (рис. 12.) і для цих літаків необхідно вжити міри по підвищенню надійності.

Згідно стандартів ЕС, дані з контролю рівня надійності та моніторингу надійності в експлуатації використовуються для задач оцінки динаміки зміни показників надійності комплектуючих виробів в залежності від напрацювання ПС, своєчасного при-

йняття рішень і реалізації заходів, спрямованих на підтримання заданого рівня надійності, забезпечення безпечної експлуатації, забезпечення заданого рівня регулярності вильоту, виключення можливості масових відмов і зупинки парку.

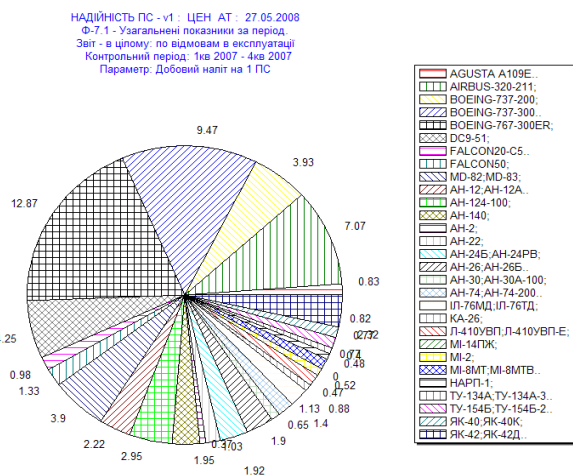


Рис. 11. Добовий наліт на 1 ПС за 2007р

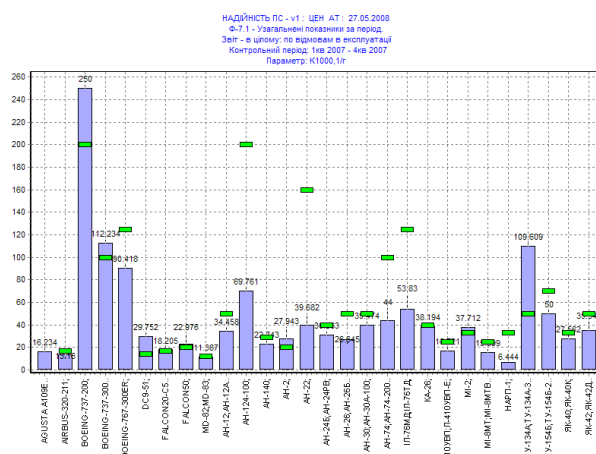


Рис. 12. Контроль показників надійності K1000 по парку ПС України за 2007р

Для організацій по технічному обслуговуванню, а також підприємств розробників та виробників авіаційної техніки, система забезпечує підтримку в розв'язку задач оцінки надійності та ресурсного стану агрегатів, АД та ПС в цілому та для корегування (продовження) встановлених термінів служби і ресурсів; розробки заходів по попередженню відмов авіаційних виробів в процесі експлуатації; контролю цілісності конструкції ПС і розробки заходів по її забезпеченню; виявлення конструкційних та виробничих недоліків для розробки заходів і рекоменда-

цій відносно удосконалення конструкцій і технологічних процесів виробництва; розробки заходів, спрямованих на підвищення якості ТО та ремонту АТ; оптимізації програм ТО і розробки пропозицій по збереженню льотної придатності ПС України, вдосконалення діючої експлуатаційно-технічної документації.

Висновки

Управління надійністю парку повітряних суден України проводиться для підвищення безпеки польотів та рівня надійності парку повітряних суден України, забезпечення регулярності польотів, вдосконалення процесів технічної експлуатації АТ, що забезпечують високу ефективність її використання, проведення заходів щодо зменшення кількості відмов, які можуть призвести до авіаційних подій, підтримки та збереження льотної придатності ПС та підвищення ефективності експлуатації.

Література

1. Новожилов Г.В., Неймарк М.С., Цесарский Л.Г. Безопасность полета самолета. Концепция и технология. – М.: Машиностроение, 2003. – 144 с.
2. Безпека авіації / В.П. Бабак, В.П. Марченко, В.О. Максимов та ін.; За ред. В.П. Бабака. – К.: Техніка, 2004. – 585 с.
3. Правила сертифікації експлуатантів, затверджені наказом Міністерства транспорту України від 29.05.98 № 204 і зареєстровано в Міністерстві юстиції України 09.09.98 за №552/2992.
4. Надежность технических систем: Справочник / Ю.К. Беляев, В.А. Богатырев, В.В. Болотин и др.; Под ред. И.А. Ушакова. – М.: Радио и связь, 1985. – 608 с.

Надійшла до редакції 28.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Панін, Національний авіаційний університет, Київ.

УДК 629.7.067.5:621.452.322.037.015-52

**Ф.Ш. ГЕЛЬМЕДОВ, А.В. ГОРЯЧЕВ, Н.Е. ГОРЯЧЕВА, А.И. ЛАНШИН,
Е.В. ПАВЛЮКОВ, С.Б. ПЕТРОВ, А.В. ХАРЛАМОВ, С.В. ЧИВАНОВ****ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения
им. П.И.Баранова», Москва, Россия****МЕТОДИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ АВИАЦИОННЫХ
ДВИГАТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ОБЛЕДЕНЕНИЯ И ОЦЕНКА ИЗМЕНЕНИЯ
ХАРАКТЕРИСТИК ТРДД**

В ЦИАМ им. П.И. Баранова созданы и откалиброваны стенды, позволяющие имитировать условия максимально длительного и максимально кратковременного обледенения в соответствии с Российскими и Зарубежными нормативными документами в широком диапазоне режимных параметров. На стендах возможно проведение на современном уровне испытаний в условиях обледенения авиационных двигателей, а также других объектов авиационной техники в оптимальных с технико-экономической точки зрения условиях. На откалиброванном стенде Ц-1А проведены испытания экспериментального двигателя в условиях искусственного обледенения. На основе обработки экспериментальных данных получены количественные оценки эффектов загромождения проточных частей ледяными наростами и снижения к.п.д. вентилятора. Проведен расчётный анализ по оптимизации закона управления двигателем.

обледенение, противообледенительная защита, газотурбинный двигатель, экспериментальные исследования**Введение**

При эксплуатации самолетов с ТРДД в сложных метеорологических условиях возможно обледенение двигателя, сопровождающееся образованием ледяных наростов и существенным изменением форм лопаток рабочего колеса и спрямляющего аппарата вентилятора, подпорных ступеней (КНД) и других входных элементов ТРДД. Этот процесс значительно влияет на аэродинамические и аэроупругие характеристики вентилятора и КНД, приводя к снижению тяги двигателя, повышению температуры газа перед турбиной, росту вибраций конструкции ТРДД. Для обеспечения приемлемого уровня безопасности полётов необходимо обеспечить эффективную работу противообледенительной защиты (ПОЗ) двигателя, продемонстрировав соответствие требованиям российских или зарубежных нормативных документов. Наиболее надёжным способом подтверждения эффективности ПОЗ является проведение испытаний на специальных наземных стендах в условиях искусственного обледенения, по-

скольку при этом возможно точное моделирование нормированных условий при максимальной информативности испытаний.

В ЦИАМ им. П.И. Баранова, как в основном испытательном центре России, на основе высотных термобарокамер на протяжении длительного времени функционирует специальная экспериментальная база [1]. Она включает стенды У-9М, Ц-2, Ц-1А (табл. 1).

Таблица 1

Параметры стендов для испытаний объектов
в условиях обледенения

Стенд	У-9М	Ц-2	Ц-1А
Минимальная температура потока, °С	– 40	–30	–30
Максимальная имитируемая высота, км	7	15	15
Макс. число Маха	0,3	0,85	0,6
Водность, г/м ³	до 3		
Дисперсность, мкм	15 – 50		
Имитируемые условия обледенения	Макс. длительные и макс. кратковременные		

В последнее время указанные стенды подверглись глубокой модернизации с целью обеспечения

возможности проведения испытаний в соответствии с изменившимися нормативными требованиями.

Стенды позволяют проводить сертификационные испытания в соответствии с Российскими (АП-25, АП-33), так и зарубежными (FAR-25, FAR-33, CS-25, CS-E) нормативными документами.

На указанных стендах были проведены испытания ряда авиационных двигателей в условиях обледенения и оценена эффективность их противообледенительной защиты.

1. Конструкция стендов

Все указанные в табл. 1 стенды имеют аналогичную конструкцию, поэтому их устройство показано на примере стенда Ц-1А.

Основным элементом стенда является аэродинамическая труба (АДТ), расположенная внутри термобарокамеры. На выходе из АДТ помещается испытуемый двигатель. Возможно проведение испытаний в компоновке как с подсоединённым, так и с отсоединённым трубопроводом [1].

На вход в АДТ подаётся холодный воздух от высококомпрессорной станции (ВКС), влажность воздуха в сечении объекта поддерживается на уровне 95...100%. Обводнение потока осуществляется путём распыления воды через форсунки, смонтированные на водораспылителем коллекторе. Имитация требуемой высоты осуществляется за счёт отсоса воздуха из ТБК эксгаустерами через выхлопной диффузор. Измерение параметров воздушного потока (давление, скорость, температура, влажность) производится с помощью датчиков, установленных в мерном участке АДТ.

Схема коллектора для распыления воды показана на рис. 1, а. Конструкция коллектора предусматривает установку 48 форсунок. Для повышения равномерности распыления воды по сечению потенциальной части струи потока на форсунках установлены генераторы локальных вихрей (рис. 1, б).

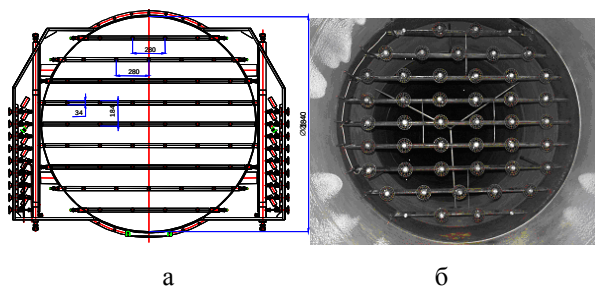


Рис. 1. Водораспылительный коллектор: а – схема, б – генераторы локальных вихрей

2. Методика проведения испытаний

Методика проведения калибровочных и основных испытаний рассматривается на примере испытаний экспериментального ТРДД.

Конфигурация аэродинамической трубы (АДТ) оптимизируется расчётным путём. Целью оптимизации является минимизация толщины пограничного слоя, обеспечение максимального размера потенциального ядра потока в месте установки двигателя, достижение требуемой степени переохлаждения капель и недопущение чрезмерного выпадения капель на стенку АДТ.

Перед проведением испытаний объекта проводится калибровка стенда. Калибровочные испытания включают: аэродинамическую калибровку, калибровку стенда на равномерность обводнения потока, калибровку стенда по водности (LWC) и размеру капель (D_{50} и MVD). В результате калибровки должны быть получены градуировочные зависимости, режимные и настроечные значения параметров, обеспечивающие требуемые характеристики газодинамического и обводненного потока. Ниже представлены результаты калибровочных испытаний стенда Ц-1А.

2.1. Аэродинамическая калибровка. Аэродинамическая калибровка стенда проводится без установленного двигателя. В результате проведения калибровок были получены следующие результаты:

- В ядре потока неравномерность распределения полного давления не превышает 1% и величина интенсивности продольных пульсаций полного дав-

ления в месте установки объекта испытаний не превышает 1%.

- Граница потенциального ядра потока в месте установки объекта испытаний в горизонтальной плоскости составляет ± 500 мм, а в вертикальной плоскости ± 600 мм от оси АДТ.

2.2. Калибровка на равномерность обводнения. Целью калибровки на равномерность обводнения потока является получение равномерно обводненного потока в сечении установки объекта испытаний.

В сечении установки объекта на выходе из АДТ монтировалась мерная решётка, изготовленная из прутка 5 мм. Во время испытаний решётка обдувалась охлажденным водовоздушным потоком, а затем проводился обмер толщины наростшего слоя льда с помощью штангенциркуля. Проводилась доводка коллектора для распыления воды с точки зрения получения наилучшей равномерности.

В результате получены распределения толщины льда (рис. 2) и относительные значения водности на решётке во всей области изменения скорости на входе в двигатель.

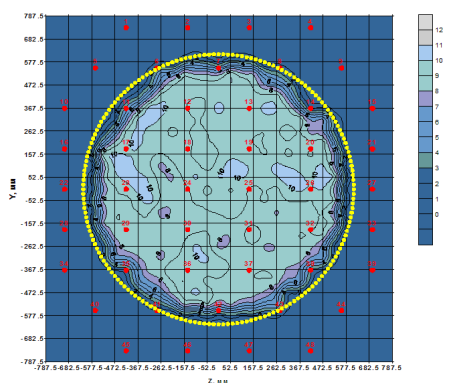


Рис. 2. Распределение толщины льда на решётке при скорости потока 182 м/с

На рис. 2 представлены данные для скорости 182 м/с. Распределение толщин льда на решётке показывает, что неравномерность распределения относительного значения водности на данных режимах не превышает $\pm 25\%$ в ядре потока. На рис. 2 красными точками показано геометрическое

положение форсунок водного коллектора относительно решётки.

2.3. Калибровка по водности и размеру капель. Целью калибровки стенда по водности (LWC) и размеру капель (D_{cp} и MVD) является определение условий, при которых коллектор для распыления воды генерирует капли необходимого размера с заданной водностью равномерно по сечению потока.

При проведении калибровки по водности и размеру капель двигатель стенд не устанавливается, а во входном сечении АДТ монтируются измерительные приборы.

Для измерения водности LWC и размеров капель (среднеарифметического диаметра D_{cp} и медианный диаметра MVD) использовался прибор фазодоплеровский анализатор частиц (ФДАЧ). Пределы измерения D_{cp} и MVD прибором ФДАЧ – от 5 до 250 мкм, а LWC – до 3 г/м³.

Данные по LWC , замеренные прибором ФДАЧ, в зависимости от LWC_{calc} представлены на рис. 3.

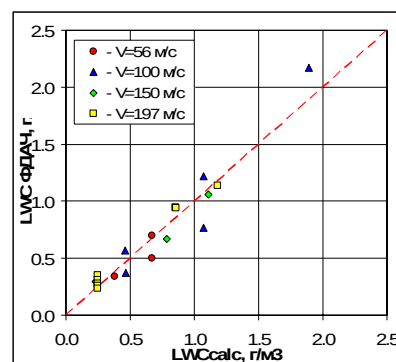


Рис. 3. Зависимость $LWC_{ФДАЧ}$ от LWC_{calc}

Анализ значений водности (рис. 3), измеренных прибором ФДАЧ, позволяют рекомендовать значение LWC_{calibr} для оценки водности, рассчитываемое как:

$$LWC_{calibr} = LWC_{calc},$$

где LWC_{calibr} – водность потока, измеренная прибором ФДАЧ;

LWC_{calc} – водность потока, рассчитанная на основании измерений объёмных расходов воды и воздуха в сечении установки объекта.

На основе измерений размеров капель прибором ФДАЧ построены градуировочные зависимости для среднеарифметического D_{cp} и медианного MVD диаметров капель. Одна из таких зависимостей, полученная при скорости потока 197 м/с, представлена на рис. 4.

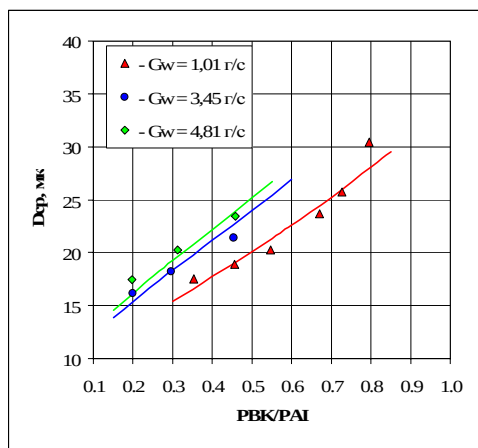


Рис. 4. Зависимость D_{cp} от PBK/PAI , $V = 197$ м/с

Полученные данные обобщены с помощью корреляционных зависимостей вида:

$$D_{cp} = A \cdot G_w^m / ((PBK/PAI)^n + B);$$

$$MVD = A \cdot G_w^m / ((PBK/PAI)^n + B),$$

где G_w – расход воды через одну форсунку;

PBK – статическое давление воздуха в ТБК за водовоздушным коллектором;

PAI – давление воздуха перед форсунками;

A, B, m, n – коэффициенты.

Для значений $D_{cp} \approx 20$ мкм и $MVD \approx 20$ мкм, характерных при проведении испытаний, абсолютная максимальная ошибка при определении D_{cp} и MVD не превышает $\pm 2,0$ мкм.

3. Испытания двигателя

На откалиброванном стенде Ц-1А были проведены испытания экспериментального двигателя в условиях искусственного обледенения.

Были проведены 4 серии испытаний двигателя на разных режимах в условиях обледенения. Условия испытаний: имитируемые высота 2,75 – 4,58 км, и число M полета 0,34 – 0,39, статическая температура

на входе в двигатель $-18 \dots -26^\circ\text{C}$, влажность LWC 0,3 – 1,1 г/м³, размер капель MVD 15 – 23 мкм, время обводнения 1 – 20 мин., в том числе циклически.

На основании визуального анализа фотоснимков и экспериментальных данных, полученных при испытаниях экспериментального двигателя, выявлены особенности обледенения поверхностей лопаток и проточных частей вентилятора и входа в КНД экспериментального ТРДД.

На поверхности носка кока двигателя наблюдалось нарастание льда толщиной от 15 до 80 мм.

На поверхностях рабочих лопаток вентилятора зафиксировано образование ледяных наростов сложной формы (рис. 5).

В области корыта лопатки происходило образование наростов толщиной до 10 мм. В продолжение испытания наблюдались периодические сбросы льда.

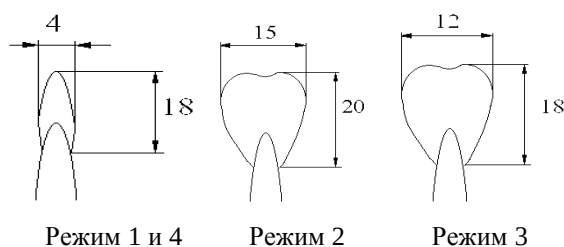


Рис. 5. Формы льда на лопатках вентилятора

На лопатках спрямляющего аппарата наблюдалось образование ледяных перьев длиной до 40 мм, при этом загромождение проходного сечения составляло около 10 – 12%.

4. Анализ влияния обледенения на характеристики двигателя

Для расчета характеристик двигателя при обледенении, используется математическая модель ТРДД, базирующаяся на принципах, изложенных в [2]. На основе обработки экспериментальных данных получены количественные оценки эффектов загромождения проточных частей ледяными наростами и снижения к.п.д. вентилятора. При этом получены следующие значения оценочных коэффициен-

тов: загромождения $K_G = 0,871$; снижения к.п.д. вентилятора $\eta_{ad} = 0,692$.

На основе проведенного анализа определены значения идентификационных коэффициентов, введенных в программу поверочного расчета характеристик вентилятора с учетом влияния обледенения. Согласно расчетным оценкам, при приведенной частоте вращения вентилятора $\bar{n}_{np} = 0,8$ в связи с обледенением ожидается следующее изменение параметров вентилятора ТРДД с большой степенью двухконтурности $m = (\pi^*_{в\text{ расч}} = 1,56)$ в оптимальной точке: уменьшение расхода воздуха – на $\delta G \approx 20\%$; уменьшение степени повышения давления – на $\delta \pi^* \approx 8\%$; снижение КПД – на $\delta \eta \approx 32\%$.

Для подпорных ступеней (КНД) принято допущение, что обледенению (равномерному по окружности) подвергаются лишь передние кромки разделительной перегородки и лопаток входного направляющего аппарата (ВНА). Исходя из этого, в качестве основного фактора принято возникновение радиальной неравномерности потока на входе в первую ступень КНД. На этом основании с учетом опыта исследования модельных ступеней с имитацией радиальной неравномерности приняты следующие значения идентификационных коэффициентов: $K_G = 0,871$; $\bar{\eta}_p = 0,935$.

Согласно расчетным оценкам, вследствие обледенения при приведенной частоте вращения $\bar{n}_{np} = 0,8$ происходит следующее изменение параметров КНД: уменьшение расхода воздуха – на $\delta G \approx 5\%$; снижение КПД – на $\delta \eta \approx 1,5\%$.

Влияние обледенения вентилятора, КНД и других входных элементов двигателя на изменение тягово-экономических характеристик ТРДД в значительной степени зависит от закона подачи топлива в двигатель.

Для рассмотренного перспективного ТРДД, близкого по схеме и параметрам к эксперименталь-

ному двигателю, испытанному в условиях искусственного обледенения, проведены расчеты его основных параметров в условиях полета $H = 2 - 6$ км, $M = 0,3 - 0,5$, при стандартной температуре атмосферного воздуха и с обледенением при температуре, соответствующей условиям испытаний экспериментального двигателя на стенде Ц-1А, на режимах, характеризующих относительной приведенной частотой вращения вентилятора $n_{np} = 0.6 \div 0.8$.

Влияние обледенения оценивалось при 8 разных условиях управления двигателем – табл. 2. Во втором столбце табл. 2 приведен перечень параметров, которые поочередно поддерживались неизменными при оценке влияния обледенения и изменения T^*_n . В третьем и четвертом столбцах табл. 2 приведены соответствующие значения относительного изменения тяги двигателя δR и температуры газа перед турбиной $\delta T^*_{c(газ)}$.

Таблица 2

Оценка влияния обледенения

№	Параметр, поддерживаемый постоянным при наступлении обледенения	δR , %	$\delta T^*_{c(газ)}$, %
1	Приведенная частота вращения вентилятора	–(32÷36)	–(4÷5)
2	Физическая частота вращения вентилятора	–(27÷30)	–(2,5÷4)
3	Крутящий момент на валу ТНД	–(18÷21)	–(0,3÷0,8)
4	Отношение полного давления за турбиной к P_n (P^*_m / P_n)	–(5÷6)	+(3÷4)
5	Отношение полного давления за вентилятором к P_n (P^*_s / P_n)	+(6÷7)	+(6,5÷8)
6	Отношение полного давления на выходе из наружного контура к P_n	+(5÷6,6)	+(6÷7,5)
7	Перепад давлений в сопле $\pi^*_c = P^*_{cm} / P_n$	+(3,4÷5)	+(5,7÷7,1)

Видно, что применение законов управления, предполагающих поддержание заданных значений (при фиксированных T_n^* и $\alpha_{руд}$) частоты вращения вентилятора или крутящего момента на валу вентилятора, при оцениваемом обледенении вентилятора и КНД приводит к падению тяги на 30 – 20%. Напротив, поддержание полных давлений за вентилятором, на выходе из наружного контура или на выходе из смесителя в данном случае при обледенении и изменении T_n^* сопровождается ростом тяги на 3 – 7% вследствие увеличения подачи топлива и роста температуры газа перед турбиной на 6 – 8% с увеличением физической частоты вращения вентилятора на 10,3 – 12%. При необходимом для поддержания тяги двигателя (с точностью 1%) повышении температуры газа перед турбиной (на 6,1%) узлы двигателя, кроме вентилятора и КНД, работают в нормальном режиме, но существенно растёт часовой расход топлива – на 23,4%.

Заключение

Созданные и откалиброванные в ЦИАМ им. П.И. Баранова стенды У-9М, Ц-2, Ц-1А позволяют имитировать условия максимально длительно-го и максимально кратковременного обледенения в соответствии с российскими и зарубежными нормативными документами в широком диапазоне режимных параметров. На стендах возможно проведение на современном уровне испытаний в условиях обледенения авиационных двигателей, а также других объектов авиационной техники в оптимальных с технико-экономической точки зрения условиях.

На откалиброванном стенде Ц-1А проведены испытания экспериментального двигателя в условиях искусственного обледенения.

На основе обработки экспериментальных данных получены количественные оценки эффектов загромождения проточных частей ледяными наростами и снижения к.п.д. вентилятора.

Расчётные оценки изменения характеристик двигателя в условиях обледенения показали, что применение законов управления, предполагающих поддержание заданных значений (при фиксированных T_n^* и $\alpha_{руд}$) частоты вращения вентилятора или крутящего момента на валу ТНД, при снижении эффективности работы вентилятора и КНД при обледенении приводит к падению тяги на 30 – 20%. Напротив, поддержание полных давлений за вентилятором, на выходе из наружного контура или на выходе из смесителя в данном случае при обледенении и изменении T_n^* сопровождается ростом тяги на 3 – 6% вследствие увеличения подачи топлива и роста температуры газа перед турбиной на 3 – 8%.

Литература

1. Модернизация экспериментальной базы для проведения испытаний авиационной техники в условиях обледенения – ЦИАМ 2001-2005. Основные результаты научно-технической деятельности. Том II / А.Н. Антонов, А.В. Горячев и др. – М.: ЦИАМ, 2005. – 340 с.
2. Дружинин Л.Н., Швец Л.И., Ланшин А.И. Математическое моделирование ГТД на современных ЭВМ при использовании параметров и характеристик авиационных двигателей // Труды ЦИАМ – М.: ЦИАМ., 1979. – № 832. – 220 с.

Поступила в редакцию 12.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.А. Жердев, Московский Государственный Технический Университет «МГТУ им. Н.Э.Баумана», Москва, Россия.

УДК 629.7.036.3

М.Н. БУРОВ, А.А. ЭЛЬКЕС

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия

ДВИГАТЕЛЬ Д-30КП «БУРЛАК» – МАЛОБЮДЖЕТНОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМЫ МОДЕРНИЗАЦИИ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ САМОЛЕТА ИЛ-76

Рассмотрены проблемы эксплуатации самого востребованного российского транспортного самолета ИЛ-76, обусловленные возрастающей конкуренцией на рынке авиаперевозок и ужесточением международных экологических требований. Предложена концепция модернизации силовой установки самолета, обеспечивающая его соответствие перспективным экологическим требованиям и улучшение эксплуатационных характеристик при минимальных для разработчика и эксплуатанта затратах. Представлены основные технические характеристики двигателя Д-30КП «Бурлак», представляющего собой модернизацию серийного двигателя Д-30КП-2 с максимально возможной степенью унификации с серийным двигателем. Показаны преимущества самолета ИЛ-76, оснащенного модернизированной силовой установкой. Дана информация по состоянию программы создания и доводки двигателя Д-30КП «Бурлак» и показаны перспективы его дальнейшего развития.

самолет ИЛ-76, двигатель Д-30КП «Бурлак», модернизация, силовая установка, грузовые авиаперевозки, проблемы эксплуатации

На сегодняшний день транспортный самолет ИЛ-76 является одним из самых успешных летательных аппаратов своего класса в истории мировой авиации. Созданный в начале 70-х годов прошлого века, он и по сей день – один из наиболее востребованных грузовых самолетов, основа транспортной авиации России и ряда других стран. В качестве примера, можно отметить, что ежегодный объем доходов коммерческого рынка ИЛ-76 в конце 90-х годов составлял 500 миллионов долларов. Находящийся сегодня в коммерческой эксплуатации парк ИЛ-76 обеспечивает 19,8% грузовых перевозок российских авиакомпаний в РФ и за рубежом, сохраняя при этом 100% объема перевозок, выполняемых рамповыми самолетами данного класса.

Однако в современных условиях рыночной экономики требования к авиационной продукции многократно возросли. На первое место выходят такие критерии, как надежность, низкая стоимость жизненного цикла изделий и, на одном из первых мест – соответствие международным экологическим требованиям.

Так, введение с 2002 года в большинстве развитых стран в действие Главы 3 ИКАО по шуму, резко сократило объем рынка для работающих в этих странах самолетов ИЛ-76, как не соответствующих требованиям по экологическим характеристикам. По различным оценкам недополученная эксплуатантами ИЛ-76 выручка из-за введения ограничений Главы 3 ИКАО составляет более 100 миллионов долларов ежегодно.

Вследствие вышесказанного, в настоящее время происходит непрерывное сокращение потребности рынка в двигателях 3-го поколения, к которому относится семейство Д-30КУ/КП. Более того, в связи с дальнейшим ужесточением требований по шуму и вредным выбросам в ближайшее время двигатели Д-30КУ/КП могут полностью потерять своих покупателей.

Кроме того, в последнее время существенно возросли требования к стоимости эксплуатации авиационной техники и требования по обеспечению взлетных характеристик самолета в жарком климате и в условиях высокогорья.

В последние годы принят целый ряд государственных программ, направленных на обновление существующего парка воздушных судов. Однако, новая техника достаточно дорога, как для эксплуатанта, так и для разработчика, так как ее разработка требует значительных финансовых затрат, которые практически полностью ложатся на производителя и эксплуатанта. Из этого следует, что на разработку и приобретение новой техники разработчику и эксплуатанту требуются значительные финансовые ресурсы.

Пытаясь переломить негативную тенденцию, связанную с потерей рынков грузовых авиоперевозок, НПО «Сатурн» в течение ряда лет ведет работы по модернизации двигателей семейства Д-30КУ/КП, как с точки зрения обеспечения экологических характеристик, так и с точки зрения улучшения их параметров, ставя во главу угла минимизацию затрат как изготовителя, так и эксплуатанта.

Исходя из понимания проблем эксплуатантов самолета ИЛ-76, основные задачи модернизации были сформулированы следующим образом:

– соответствие нормам ICAO 2008 года по эмиссии [1];

– обеспечение соответствия самолета нормам Главы 4 ICAO по шуму [2];

– увеличение тяги до 13000 кгс с обеспечением взлетных характеристик до температуры $+30^{\circ}\text{C}$ (рис. 1);

– снижение расхода топлива на 9...11%;

– увеличение всех видов ресурса двигателя не менее чем в 2 раза;

– обеспечение высоких показателей надежности и безотказности за счет преемственности конструкции серийных двигателей Д-30КУ/КП с суммарной наработкой в эксплуатации более 50 млн. часов.

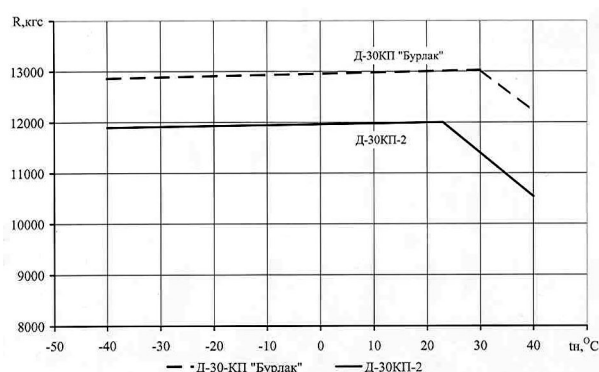


Рис. 1. Климатическая характеристика двигателя

НПО «Сатурн» разработало проект малобюджетной модернизации двигателя Д-30КП – двигатель Д-30КП «Бурлак» (рис. 2).

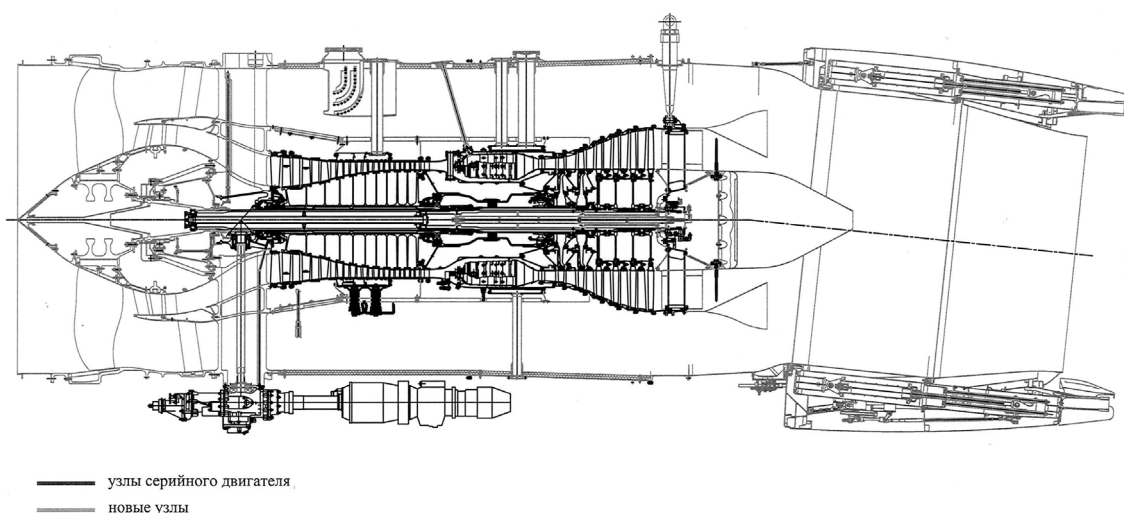


Рис. 2. Общий вид двигателя Д-30КП «Бурлак»

Применение двигателя Д-30КП «Бурлак» позволяет улучшить эксплуатационные и летно-технические характеристики самолета Ил-76, в том

числе, обеспечить полное соответствие современным нормам ICAO по шуму и эмиссии, увеличить на 13...18% (в зависимости от коммерческой нагрузки)

дальность полета. Установка двигателя на самолет не требует замены пилона, усиления крыла, доработки штатных систем и коммуникаций, а также переучивания летного и технического состава, что минимизирует затраты на ремоторизацию и снижает стоимость жизненного цикла модернизированной авиатехники.

Выполнение поставленных задач стало возможным за счет применения перспективного высокоэффективного вентилятора (рис. 3), с максимальным уровнем лобовой производительности и КПД, составляющим 92%, что на сегодняшний день соответствует лучшим зарубежным образцам.



Рис. 3. Лопатки вентилятора серийного двигателя и Д-30КП «Бурлак»

Умеренные, 380 м/с, окружные скорости вращения вентилятора позволят самолету ИЛ-76 с двигателями Д-30КП «Бурлак» обеспечить соответствие требованиям Главы 4 ИКАО по шуму, что подтверждено расчетными и экспериментальными исследованиями ЦИАМ и ЦАГИ.

Минимизация стоимости модернизированного двигателя была достигнута прежде всего за счет максимальной унификации его конструкции с серийным Д-30КП и возможностью модернизации при плановом ремонте, что также существенно снижает затраты на ремоторизацию самолета в целом.

Применение широкохордных лопаток позволяет повысить ресурс и стойкость к ударам при попадании на вход посторонних предметов, что подтверждено специальными испытаниями аналогичного вентилятора, выполненными в рамках программы SaM-146.

Заявленные тяговые и экономические характеристики подтверждены большим объемом стендовых испытаний двигателя Д-30КП «Бурлак». Суммарная эквивалентная наработка по состоянию на май 2008 г. составила около 1000 ч. Экспериментально подтверждена стабильность запуска при низких температурах (до -32°C).

Проведенный комплекс Специальных стендовых испытаний обеспечивает возможность постановки двигателя на летающую лабораторию в 2008 г. Полный комплекс испытаний в обеспечение внедрения двигателя Д-30КП «Бурлак» в серийное производство планируется завершить в 1 кв. 2010 г.

Литература

1. Авиационные правила, часть 33. Охрана окружающей среды. Эмиссия загрязняющих веществ авиационными двигателями. Нормы и испытания. Межгосударственный авиационный комитет. – 2003.
2. Авиационные правила, часть 36. Сертификация воздушных судов по шуму на местности. Межгосударственный авиационный комитет. – 2003.
3. ИКАО. Международные стандарты и рекомендуемая практика, “Охрана окружающей среды”. Приложение 16 к Конвенции о международной гражданской авиации. – 1993. – Т. 1, “Авиационный шум”, 3-е изд.
4. Авиационные правила, часть 36. Сертификация воздушных судов по шуму на местности. Межгосударственный авиационный комитет. – 1994.

Поступила в редакцию 14.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, с.н.с. А.Л. Михайлов, ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия.

УДК 629.5:621.4

М.Р. ТКАЧ

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

ХАРАКТЕРИСТИКИ ГТУ С ДОПОЛНИТЕЛЬНОЙ КАМЕРОЙ СГОРАНИЯ, ИСПОЛЬЗУЮЩИХ АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВНЫЕ РЕСУРСЫ

Методами математического моделирования показано, что энергетическая установка, использующая альтернативные топливные ресурсы и созданная на базе ГТД UGT6000 с дополнительной камерой сгорания позволяет достичь нормированных (по отношению к показателям ГТД в условиях по ISO2314) значений КПД 0,62...0,67 и мощности 0,79...0,83. Утилизация тепловой энергии продуктов сгорания позволяет повысить нормированные величины КПД до 0,95...1,01 и мощности до 1,01...1,19. Выявлено противоположное влияние параметров технологического процесса получения топлива на показатели энергетической эффективности ГТУ простой схемы и с утилизацией тепла.

характеристики, альтернативное топливо, энергетические установки

1. Постановка проблемы

Энерготехнологические комплексы являются перспективным направлением комплексного использования ТЭР. Дальнейшее существенное снижение затрат на генерацию энергии возможно путем применения альтернативных ТЭР, что отражено в ряде законов Украины.

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. Ряд аспектов использования топлив, получаемых из альтернативных ТЭР в составе энерготехнологического комплекса, рассмотрен ранее [2, 4]. Показана эффективность использования дополнительной камеры сгорания (ДКС) в составе энергетической установки [3, 4].

Математическая модель газотурбинной установки (ГТУ) с ДКС позволяет определить ее КПД, мощность и ряд других показателей, а также влияние параметров на эффективность ГТУ с ДКС [4]. При математическом моделировании энергетических установок использован системный подход. Принято четыре иерархических уровня рассмотрения: энергетическая установка в целом; технологическая и энергетическая подсистемы; группы оборудования подсистем; оборудование входящие в группы.

Цель исследований – обобщение характеристик газотурбинных энергетических установок с дополнительной камерой сгорания, использующих альтернативные топливные ресурсы.

2. Решение проблемы

Общий случай схемы рассматриваемой ЭУ с утилизацией тепловой энергии отходящих газов в водяном теплотизирующем контуре одного давления (ТУК) приведен на рис. 1. ЭУ на базе ГТД простой схемы является частным случаем и моделируется путем исключения ТУК из общей схемы.

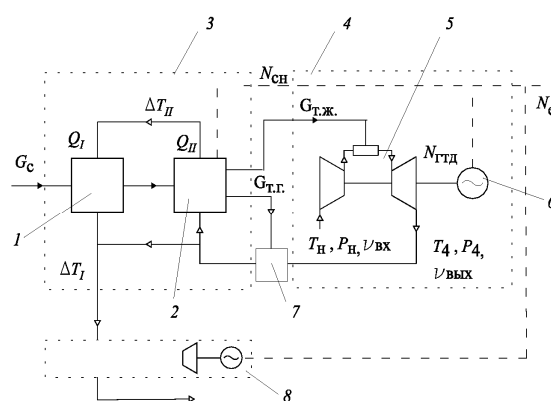


Рис. 1. Технологическая схема ГТУ с ДКС:
1 – первая ступень ТП; 2 – вторая ступень ТП; 3 – технологическая подсистема; 4 – энергетическая подсистема; 5 – газотурбинный двигатель; 6 – электрогенератор; 7 – ДКС; 8 – ТУК

Ранее получены зависимости для определения показателей эффективности рассматриваемой ЭУ [4]:

$$\begin{aligned}\eta_e &= \eta(Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v, \dots); \\ N_e &= N(Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v, \dots); \\ \bar{Q} &= Q(Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v, \dots),\end{aligned}\quad (1)$$

где η_e, N_e – эффективные значения КПД и мощности ЭУ;

$$\bar{Q} = \frac{G_{T.G.}}{G_C} \text{ – относительный расход топлива на}$$

ДКС;

Q_{II}, Q_I – удельные затраты тепла на вторую и первую ступени технологического процесса;

$\Delta T_{II}, \Delta T_I$ – температурный напоры на выходе второй и первой ступеней ТП;

$v = v_{вх}$ – коэффициент восстановления полного давления выхлопного тракта ГТД.

Обобщенная характеристика ЭУ представлена в виде

$$\bar{N} = F(\bar{\eta}), \quad (2)$$

где $\bar{\eta} = \frac{\eta_e}{\eta_{ГТД_{ISO}}}$, $\bar{N} = \frac{N_e}{N_{ГТД_{ISO}}}$ – нормированные

значения КПД и мощности ЭУ;

$\eta_{ГТД_{ISO}}, N_{ГТД_{ISO}}$ – КПД и мощность "базового" ГТД в условиях ISO 2314.

Независимые переменные $Q_{II}, Q_I, \Delta T_{II}, \Delta T_I, v$ выступают в качестве параметров обобщенной характеристики (2). Приведенная зависимость отображается поверхностью в n мерном пространстве. Графическое представление ее целесообразно осуществлять путем сечения поверхности при фиксированных сочетаниях независимых переменных.

Характеристика ГТУ с ДКС определена применительно к использованию ГТД UGT6000 при $T_h = 288\text{K}$ производства НПКГ "Зоря"-Машпроект" ($\eta_{ГТД_{ISO}} = 0,315$, $N_{ГТД_{ISO}} = 6,7 \text{ МВт}$, $T_4 = 693 \text{ K}$). Показатели ГТД в условиях по ISO2314 ($T_h = 288\text{K}$, $v_{вх} = 0$, $v_{вх} = 0$) приняты по [1, 5]. Приведенные

ниже результаты получены в диапазоне варьирования параметров, соответствующем данным [4] (рис. 2). Здесь линиями определенного типа отображены характеристики $\bar{N} = F(\bar{\eta})$ при постоянных значениях v или Q_{II} и варьировании остальных параметров. Величина ΔT_{II} , при которой построены характеристики, идентифицирована цветом линий.

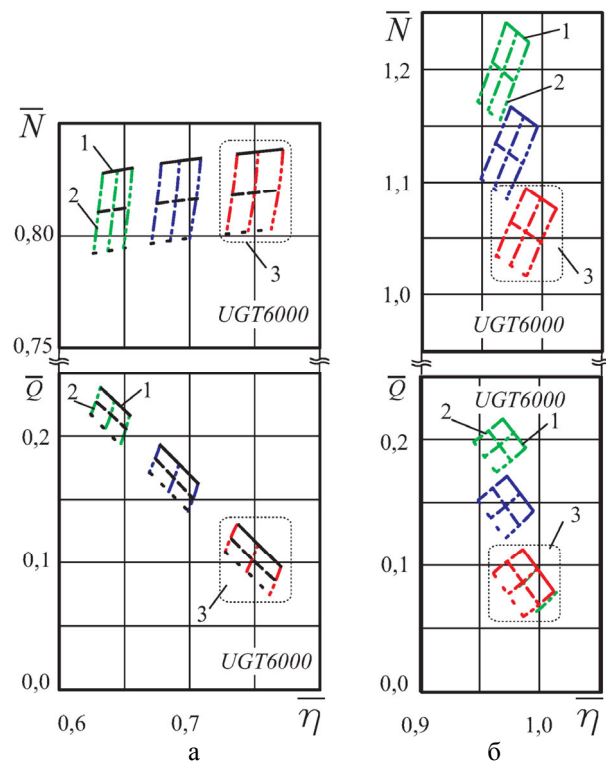


Рис.2. Характеристики ГТУ с ДКС:
а – UGT6000; б – UGT6000CC:

1 – $v = \text{const}$; 2 – $Q_{II} = \text{const}$; 3 – $\Delta T_{II} = \text{const}$;
 - - - $v=0.94$ - - - $Q_{II}=800 \text{ Вт·ч/кг}$ - - - $\Delta T_{II}=30\text{K}$
 - - - $v=0.96$ - - - $Q_{II}=900 \text{ Вт·ч/кг}$ - - - $\Delta T_{II}=55\text{K}$
 - - - $v=0.98$ - - - $Q_{II}=1000 \text{ Вт·ч/кг}$ - - - $\Delta T_{II}=80\text{K}$

Полученные результаты свидетельствуют, что в рассматриваемом диапазоне параметров мощность ГТУ простой схемы изменяется в достаточно узком диапазоне – $\bar{N}=0,79...0,83$, а КПД – более существенно: $\bar{\eta}=0,62...0,77$ (рис. 2а). При этом, в условиях $\Delta T_{II} = \text{const}$ диапазон изменения значений мощности и КПД ГТУ не превышает 2%. Увеличение температурного напора ΔT_{II} от 30K до 80K приводит к снижению КПД установки на 10%...12% и существенно

меньшему снижению мощности.

Применительно к схеме с утилизацией тепла отходящих газов характер зависимости $\bar{N} = F(\bar{\eta})$ изменяется на противоположный, по сравнению с зависимостью для ГТУ простой схемы (рис. 2, б). Здесь уже при увеличении температурного напора ΔT_{II} от 30К до 80К величина КПД изменяется в узком диапазоне $\bar{\eta} = 0,95...1,01$, а мощность в существенно более широком – $\bar{N} = 1,01...1,19$. Отличие характеристик ГТУ различных схем связано с различным распределением потоков энергии в рассматриваемых ЭУ. Повышение значения ΔT_{II} приводит к необходимости большего подогрева отходящих газов в ДКС. Это требует большего производства газового топлива в технологической подсистеме, что связано с повышением температуры технологического процесса выработки альтернативного топлива [3]. В случае ГТУ простой схемы, это приводит к снижению, как КПД, так и мощности установки. Для варианта схемы с утилизацией тепла, повышение ΔT_{II} приводит к незначительному росту КПД ЭУ, связанному с увеличением мощности паровой турбины ТУК вследствие роста температуры продуктов сгорания на входе в утилизационный котел.

Величина относительного расхода топлива на ДКС варьируется в диапазонах 0,08...0,23 для простой схемы ЭУ и 0,06...0,21 для схемы с ТУК. При этом, меньшие значения $\bar{Q}$ соответствуют более низким величинам ΔT_{II} .

Выводы

1. Энергетическая установка, использующая альтернативное топливо, созданная на базе ГТД UGT6000 с дополнительной камерой сгорания позволяет достичь нормированных (по отношению к таковым для ГТД в условиях по ISO2314) значений КПД 0,62...0,77 и мощности 0,79...0,83.

2. Утилизация тепла продуктов сгорания позволяет повысить нормированные величины КПД до 0,95...1,01 и мощности – 1,01...1,19. 3. Выявлено противоположное влияние параметров технологического процесса получения топлива на показатели энергетической эффективности ГТУ рассмотренных схем.

Литература

1. Газотурбинные двигатели для энергетики и газотурбинные электростанции. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», 2004. – 20 с.
2. Головащенко А.Ф., Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Энерготехнологические газотурбинные комплексы на базе альтернативных топлив // Судовое и энергетическое газотурбостроение. Научно-техн. сб. Т. 1. – Николаев: НПКГ «Зоря»-«Машпроект», НО ИАУ. – 2004. – С. 281-285.
3. Ткач М.Р. Моделирование влияния технологических параметров на эффективность газотурбинных энергетических установок с ДКС для специализированных технологических судов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2005. – № 10 (26). – С. 111-115.
4. Ткач М.Р. Влияние мощности на эффективность газотурбинных энергетических установок с ДКС для специализированных технологических судов // Вестник двигателестроения. – Запорожье: Мотор Сич, 2005. – № 2. – С. 26-31.
5. Gas turbine world 2005-05 GTW handbook. Vol.24. – Pequot Publishing Inc. – 2006. – 208 p.

Поступила в редакцию 15.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.И. Сербин, Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.182

Б.Д. БИЛЕКА, Л.К. ГАРКУША*Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев*

СПОСОБЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК КОГЕНЕРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК С ГАЗОПОРШНЕВЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ

Рассмотрены вопросы независимого повышения и регулирования тепловой нагрузки когенерационных установок с газопоршневыми двигателями. Независимое повышение и регулирование тепловой нагрузки когенерационных установок могут быть осуществлены повышением теплового потенциала продуктов сгорания в утилизаторе путем применения подтопа. Возможны две модификации теплового регулирования – количественное регулирование и качественное. При количественном регулировании в результате подтопа в утилизаторе возрастает как расход продуктов сгорания, так и температура. При качественном регулировании расход продуктов сгорания практически остается постоянным. Проведены исследования и сформулированы рекомендации по применению двух модификаций подтопа.

когенерационная установка, газопоршневой двигатель, котел-утилизатор, подтоп, тепловая мощность, коэффициент использования теплоты топлива, количественное регулирование, качественное регулирование, газодинамическое сопротивление

Введение

Внедрение когенерационных технологий в коммунальном хозяйстве Украины связано со специфическими условиями, обусловленными недостатком финансирования, промышленных площадей для размещения оборудования, практической нерешенностью вопроса об участии когенерационных установок в производстве сетевой электрической и тепловой энергии, жестким лимитом на окупаемость установок и пока не полностью решенных вопросов, связанных с сезонностью работы коммунальных котельных [1].

В этих условиях, очевидно, должны находить и практически уже находят применение наиболее простые, компактные и оптимальные для существующих условий когенерационные установки, при которых максимально сокращены капитальные и эксплуатационные затраты.

В наибольшей степени этим требованиям удовлетворяют когенерационные установки в модульном исполнении – газопоршневой двигатель с котелом-утилизатором. По этому пути в настоящее время идет большинство разработчиков когенерационных установок для коммунальных предприятий.

1. Формулирование проблемы

Одним из недостатков модульных когенерационных установок является ограниченность возможности эффективного регулирования тепловой нагрузки в связи с жесткой зависимостью тепловой нагрузки от электрической у модульных когенерационных установок. Кроме вопросов регулирования, в ряде случаев существует проблема необходимости увеличения тепловой мощности когенерационной установки без увеличения электрической мощности, особенно характерная при использовании газопоршневого двигателя, при которой тепловая мощность когенерационной установки фактически паритетна электрической. Эта проблема особенно обостряется при ограничениях на производство электроэнергии в связи с дискриминацией при приеме избыточной электроэнергии когенерационных установок в сеть.

2. Методы решения проблемы

Для решения проблемы вывода когенерационной установки на необходимую тепловую мощность, а также для регулирования тепловой нагрузки может

быть использован подтоп, который может быть осуществлен путем установки вне модуля дополнительной камеры сгорания, высокотемпературные уходящие газы из которой подмешиваются к выхлопным газам ГПД перед котлом-утилизатором, (рис. 1). Это позволяет повысить тепловую мощность котла-утилизатора.

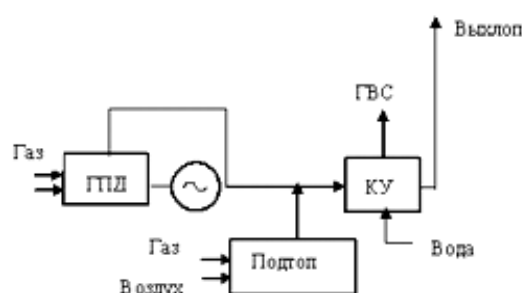


Рис. 1. Схема КГУ с подтопом

Подтоп связан с дополнительной затратой топлива и оказывает влияние на характеристики когенерационной установки. Степень этого влияния зависит от величины подтопа, которая может быть выражена коэффициентом подтопа Kn , представляющим отношение величины подтопа к тепловой мощности двигателя при номинальном режиме его работы:

$$Kn = Nn/Nq\partial,$$

где Nn – мощность подтопа; $Nq\partial$ – тепловая мощность двигателя.

Ниже приведены результаты анализа влияния подтопа на характеристики когенерационной установки на базе газопоршневого двигателя J320 GS (мощность 1063 кВт) компании GE Energy Jenbacher Division в диапазоне изменения коэффициента подтопа (0,2...0,8).

Непосредственно подтоп влияет на работу котла-утилизатора, номинальный режим работы которого рассчитан на параметры продуктов сгорания двигателя. Повышение за счет подтопа расхода и температуры продуктов сгорания перед котлом-утилизатором приводит к повышению температуры уходящих газов, что обуславливает увеличение потери с уходящими газами. Однако при этом возрастает

средняя температура и скорость газов в утилизаторе, что приводит к интенсификации процесса теплообмена, росту КПД утилизатора и производства целевой тепловой энергии. В результате, несмотря на рост потребления топлива когенерационной установкой, в указанном диапазоне изменения коэффициента подтопа КИТТ практически остается равным таковому при номинальном режиме установки. При этом доля КИТТ на производство электроэнергии (Ke) с увеличением подтопа падает, а на производство тепловой энергии (Kq) возрастает (рис. 2).

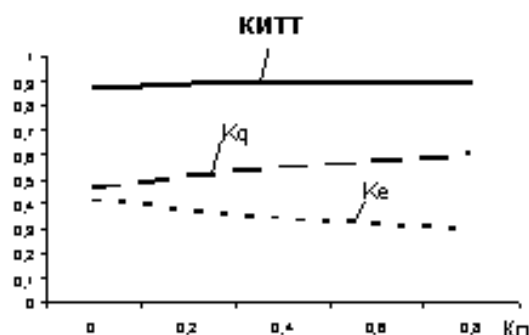


Рис. 2. Эффективность КГУ с подтопом

Подтоп может осуществляться в двух модификациях, в зависимости от того, какой вид регулирования применяется в когенерационной установке – количественное регулирование или качественное. При количественном регулировании температура продуктов сгорания Tn на выходе из подтопочного устройства остается постоянной, а расход продуктов сгорания Gn возрастает с ростом целевой тепловой нагрузки (рис. 3).

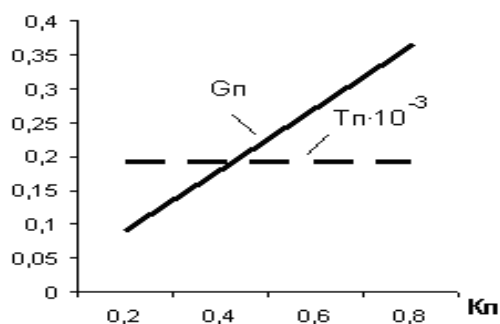


Рис. 3. Подтоп при количественном регулировании

При количественном регулировании в результате подтопа возрастают как температура, так и расход продуктов сгорания на входе в котел-утилизатор, что обеспечивает повышение целевой тепловой нагрузки практически при неизменном значении КИТТ. Однако рост расхода и температуры продуктов сгорания при подтопе ведут к росту газодинамического сопротивления утилизатора и соответственно к росту противодавления за двигателем, что ограничивает возможности применения подтопа и лимитирует диапазон количественного регулирования. В рассмотренном примере при $Kn = 0,8$ практически исчерпываются возможности дальнейшего увеличения целевой тепловой мощности КГУ путем количественного регулирования.

При качественном регулировании подтоп осуществляется при практически постоянном расходе продуктов сгорания G_p . При этом расход воздуха в подтопочном устройстве соответствует максимальной возможной тепловой нагрузке когенерационной установки и остается постоянным в процессе регулирования. Тепловое регулирование осуществляется путем изменения температуры в подтопочном устройстве регулированием подачи топлива в камеру сгорания. Расход продуктов сгорания в подтопочном устройстве при этом практически не изменяется, поскольку их основными составляющими являются компоненты воздуха. На рис. 4 представлены зависимости расхода продуктов сгорания и температуры в подтопочном устройстве.

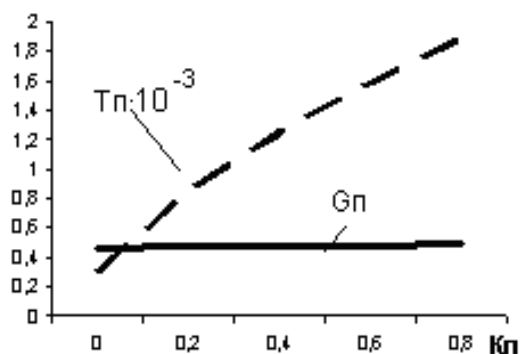


Рис. 4. Подтоп при качественном регулировании

В результате на входе в котел-утилизатор расход продуктов сгорания практически остается постоянным, и изменение тепловой мощности котла осуществляется только за счет изменения температуры.

При качественном регулировании изменение скорости газов в котле менее значительно, чем при количественном, что обуславливает и менее значительное изменение газодинамического сопротивления тракта. Это позволяет значительно расширить возможный диапазон регулирования тепловой мощности КГУ, что в ряде случаев может быть необходимым.

Недостатком качественного регулирования является необходимость проектирования котла на значительно больший расход продуктов сгорания, что увеличивает его металлоемкость и стоимость, а также уменьшение КИТТ (примерно на 2%).

Заключение

На основании проведенного анализа можно сделать вывод, что подтоп является достаточно надежным и простым средством, обеспечивающим независимое регулирование тепловой мощности КГУ. При этом при узком диапазоне регулирования предпочтительным является количественное регулирование. При широком диапазоне – качественное регулирование является безальтернативным.

Литература

1. Билека Б.Д., Гаркуша Л.К., Кабков В.Я. К выбору энергетического оборудования когенерационных установок малой и средней мощности // Проблемы экологии и эксплуатации объектов энергетики: Материалы 15-й конф. стран СНГ с междунар. участием. – К., 2005. – С. 57-64.

Поступила в редакцию 21.05 2008

Рецензент: чл.-корр. НАН Украины Н.М. Фиалко, Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев.

УДК 629.454.4

С.Г. БОНДАРЕНКО, П.Г. ХОРОЛЬСКИЙ, Л.В. АДАМЧИК*НИИ энергетики Днепропетровского национального университета, Украина***К ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОВЕСОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПАСТООБРАЗНОМ ТОПЛИВЕ С ГЛУБОКИМ ДРОССЕЛИРОВАНИЕМ**

Сформирован общий подход к оценке энергвесовой эффективности ракетно-космических летательных аппаратов (ракет-носителей, разгонных блоков, космических аппаратов) с двигательными установками разных типов. Разработана достаточно простая методика сравнительной оценки такой эффективности, требующая исходных данных, как правило, известных из источников информации, причем минимального состава. Оценена энергвесовая эффективность аппаратов с дросселируемыми двигательными установками на пастообразном топливе. Показана достаточно высокая эффективность таких установок.

летательный аппарат, ракета, разгонный блок, космический аппарат, двигательная установка, пастообразное топливо, энергетика, энергвесовая эффективность, характеристическая скорость

Введение

Одной из определяющих проблем, решаемых при формировании облика ракетно-космических летательных аппаратов (ЛА), является выбор двигательной установки (ДУ) [1].

1. Формулирование проблемы

Оптимальность выбора ДУ определяет целевую и энергвесовую эффективность (ЭВЭ) аппарата, а также длительность его жизненного цикла. Для обеспечения такого выбора необходима разработка соответствующей методологии.

В настоящее время разработана методология оценки энергвесовой эффективности межорбитальных перелетов космических аппаратов (КА) различных типов [2, 3]. В ее основе лежат сравнительные оценки ЭВЭ КА с химическим, электрореактивными и ядерными двигательными установками (ДУ). Эта методология предназначена для начального этапа проектирования, но требует достаточно большого объема и в достаточной степени конкретизированных исходных данных. Она неприменима для сравнения ЭВЭ двигательных установок одного типа.

Оценке сравнительной эффективности ракет с химическими двигателями посвящена работа [4]. В ней вводятся критерии энергетического совершен-

ства, учитывающие низшую теплотворную способность топлива, соотношения начальной стартовой массы аппарата и массы выводимой полезной нагрузки, а также требуемую орбитальную скорость. Такой критерий позволяет «абстрагироваться от частных задач небесной баллистики и возможных сценариев использования транспортной системы» [4]. Такой метод, к сожалению, неприменим для сравнения ЛА с химическими двигателями и одинаковыми топливами, но разной конструкции, например, с дросселируемыми и недросселируемыми двигателями.

В целом анализ публикаций и практических задач определил потребность в дальнейшей разработке описанной методологии в направлении сравнения ЭВЭ ЛА с дросселируемыми и недросселируемыми ДУ одного типа, а также ДУ разных типов, при существенной неопределенности и даже недостатке в исходных данных для проведения расчетов. Решение этой проблемы является целью настоящего исследования, причем основной акцент должен быть сделан на определении эффективности дросселируемых двигателей на пастообразном топливе.

1.1. Общие соотношения. В качестве основы для сравнения энергвесовой эффективности ЛА могут быть приняты соотношения, приведенные в упомянутых работах [1 – 4].

Наиболее общим и при этом наиболее показательным является запас характеристической скорости (ЗХС) ЛА, определяемый по формуле Циолковского:

$$W = -J_{y\partial} \ln \left(\frac{G_k}{G_0} \right) = -J_{y\partial} \ln \left(1 - \frac{G_{mon}}{G_0} \right), \quad (1)$$

где $J_{y\partial}$ – удельный импульс ДУ; G_k , G_0 , G_{mon} – конечный, начальный веса ЛА и вес топлива соответственно.

1.2. Постановка задачи. Рассмотрим задачу разработки методики проведения сравнительной оценки энергетической эффективности ЛА: ракетносителей (РН) и их отдельных ступеней, разгонных блоков (РБ), КА – с ДУ разных типов, в том числе совпадающих, с глубоким дросселированием и без него. Основным требованием к методике является использование минимального состава исходных данных для такой оценки, который тоже необходимо определить. Собственно методика должна оперировать достаточно доступными данными. Она должна быть ориентирована на принятие решения по применению дросселируемых ДУ на пастообразном топливе.

2. Решение проблемы

Общее решение поставленной задачи заключается в моделировании полета сравниваемых ЛА с едиными начальными (НУ) и конечными кинематическими условиями движения с программами управления (ПУ), оптимизирующими конечный вес полезной нагрузки (ПН) G_{nn} , или с едиными НУ и G_{nn} и ПУ, максимизирующими конечную высоту орбиты $h_{кр}$. Тогда G_{nn} и $h_{кр}$ будут показателями ЭВЭ. Точность оценки будет определяться полнотой и точностью модели движения, исходных данных (ИД) характеристикам ЛА, в том числе ДУ и ПУ.

Наиболее простой по трудоемкости получения и объема необходимых ИД оценкой ЭВЭ является W . Минимальный состав ИД включает $J_{y\partial}$, G_k , G_0 ,

G_{mon} . Это достаточно грубая оценка. Она не учитывает следующих особенностей: возможность повышения ЭВЭ путем многократного включения ДУ и потери энергетике из-за неоптимальности реализуемых программ управления ЛА, ограничений на допустимые перегрузки, времена работы ДУ, угловое движение носителя.

Более корректной и при этом достаточно простой является следующая оценка ЭВЭ. В известных источниках по ЛА присутствуют данные о G_{nn} и высотах опорных и конечных орбит выведения, которым соответствуют радиусы r_0, r_k . По сути пара (r_0, r_k) определяет энергетику ЛА с учетом влияния на нее всех перечисленных особенностей. Тогда реализуемая в пуске энергетика может быть оценена суммарными затратами скорости (СЗС)[3]:

$$v = v_0 \left\{ (\bar{r}_k - 1) \sqrt{2} / \sqrt{\bar{r}_k (\bar{r}_k + 1)} + \left(1 - \sqrt{\bar{r}_k} \right) / \sqrt{\bar{r}_k} \right\}; v_0 = \sqrt{\mu / r_0}; \bar{r}_k = r_k / r_0, \quad (2)$$

где μ – гравитационный параметр Земли.

Методика оценки ЭВЭ заключается в следующем. ЭВЭ для любой пары ЛА ($i = 1, 2$) будем оценивать по ЗХС, определенному для одинакового сухого веса равного, например, G_k одного из аппаратов, при неизменном исходном G_{0i} :

$$W_{1i} = k_i W(G_{0i}, G_{ki}); \forall i: G_{ki} = const, \quad (3)$$

где $k_i = W_i / v_i$ – коэффициент приведения к новому расчетному случаю; $W_i = W(G_{0i}, G_{moni})$, v_i – ЗХС и СЗС i -го ЛА, определенные по известным в источниках данным.

Влияние ДУ на ЭВЭ ЛА (назовем его ЭВЭ ДУ) оценим величиной ЗХС, определенном для G_{mon} того же оцениваемого ЛА при неизменном исходном G_{0i} :

$$W_{2i} = k_i W(G_{0i}, G_{moni}); \forall i: G_{moni} = const. \quad (4)$$

Оценим целесообразность применения в ЛА вновь разрабатываемых дросселируемых ракетных ДУ на унитарном пастообразном топливе (ДУПТ)

[5] путем сравнения с ЭВЭ известных аппаратов. В [6] теоретически показано, что такие ДУ целесообразно применять для задач выведения ПН на орбиту с фиксированным временем полета. Дополним эту оценку сравнением ЭВЭ известных РБ, ИД которых взяты из [7–9] и приведены в табл. 1.

Таблица 1
Сравнением ЭВЭ известных РБ

РБ	G_0 , кг	G_k , кг	r_0 , км	r_k , км	РН
Икар	3210	2175	6591	7291	Союз–2
Фрегат	4400	500	7871	42371	Союз–2
Блок Л	6900	2150	6591	7291	Молния
Блок ДМ	20700	2600	6571	42371	ПротонДМ
Бриз–М	22000	3200	6571	42371	ПротонМ
АКБ–З	3000	200	6571	42371	Днепр
TOS	10800	3100	6648	42371	МТКК
РАМ–А	5790	1000	6648	42371	МТКК
РАМ–D	3450	635	6648	42371	МТКК
РАМ–D2	3490	850	6648	42371	МТКК
SCOTS	4350	1130	6648	42371	МТКК
JRJS	1830	450	6648	42371	МТКК
ДУПТ	3605	905	6571	42371	–

ЭВЭ РБ из таблицы представлены на рис. 1.

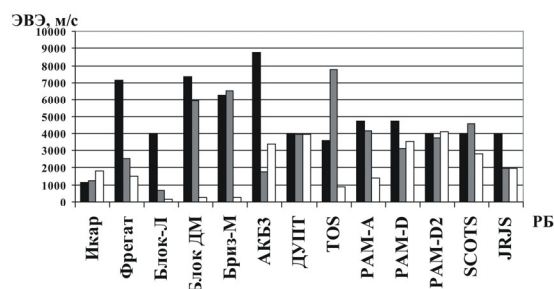


Рис. 1. ЭВЭ РБ: ■ – W ; ■ – W_1 ; □ – W_2

Анализ ЭВЭ показывает целесообразность дальнейшей разработки РБ с ДУПТ, поскольку по W и W_1 ожидаемая эффективность – средняя (для РБ с твердотопливными ДУ – высокая), а по W_2 – высокая.

Заключение

Разработана методика сравнительной оценки ЭВЭ ЛА разных типов. Определен минимальный состав необходимых ИД. Показана сравнительно высокая ЭВЭ РБ с ДУПТ. Дальнейшие исследования имеет смысл посвятить разработке методики для расширенного объема исходных данных.

Литература

- Семенов Ю.П., Соколов Б.А. Судьба ракеты зависит от двигателя. К 90-летию со дня рождения В.П. Глушко // Космонавтика и ракетостроение. – 1998. – № 13. – С. 211-214.
- Сафронович В.Ф., Чинарев А.А., Эмдин Л.М. Энергетическая эффективность межорбитальных перелетов КА различных типов // Космические исследования. – 1977. – Т. 15, № 4. – С. 540-545.
- Эмдин Л.М. Аналитическое определение тяги при межорбитальных перелетах // Космические исследования. – 1973. – № 6. – С. 951-954.
- Амброжевич М.В., Карташев А.С., Яшин С.А. Критериальные оценки транспортного совершенства летательных аппаратов с баллистическими и орбитальными траекториями полета // Авиационная и космическая техника и технология. – 2006. – № 4 (30). – С. 25-30.
- Иванченко А.Н., Бондаренко С.Г. Состояние разработки дросселируемых ракетных двигательных установок на унитарном пастообразном топливе // Проблемы высокотемпературной техники. – 2007. – С. 40-50.
- Хорольский П.Г. Баллистическая целесообразность глубокого гибкого регулирования маршевых двигателей ракет-носителей // Авиационно-космическая техника и технология. – 2006. – № 10 (36). – С. 11-13.
- Призваны временем. Ракеты и космические аппараты Конструкторского бюро «Южное» / Под общ. ред. С.Н. Конюхова. – Д.: АРТ-ПРЕСС, 2004. – 232 с.
- Уманский С. Ракеты-носители. Космодромы. – М.: Изд-во Рестарт+, 2001. – 216 с.
- Межорбитальные транспортные буксиры США и Италии на твердом топливе (Обзор 1975 – 1990 гг.) // Экспресс-информация. ГОНТИ-3. Сер. IV. – М.: ВИНТИ, 1991. – 45 с.

Поступила в редакцию 16.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Габринцев, Днепровский национальный университет, Днепровск.

УДК 623.438.324

Я.А. КУМЧЕНКО¹, В.И. КОНОВАЛОВ², В.И. СПИЦКИЙ¹¹Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина²Научно-производственное коллективное предприятие "ИЛМА", Украина

НЕТРАДИЦИОННЫЙ ИСТОЧНИК ЭНЕРГИИ ГАЗОВОЗДУШНОГО ПУСКА ТАНКОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ТИПА ВГМ ПРИ АВАРИЙНЫХ СИТУАЦИЯХ

Предложен нетрадиционный источник энергии для запуска танкового двигателя в аварийной ситуации, например, отсутствии электроэнергии на борту. Таким источником может быть энергия артиллерийских порохов, утилизируемых в настоящее время. Стартер-генератор СГ-18 в стартовом режиме развивает мощность порядка 25 кВа. Теплотворная способность артиллерийских порохов и высокая скорость их горения позволяют реализовать такую мощность в небольшом твердотопливном газогенераторе. В случае необходимости уменьшить температуру выходящих газов можно с помощью теплопоглощающих веществ или смешением их с воздухом.

танковый двигатель, запуск, аварийная ситуация, нетрадиционный источник энергии, генератор на твердом топливе

Введение

Пуск танкового двигателя является достаточно сложной и трудоемкой задачей и требует от механика-водителя владения необходимыми навыками. Особенно затруднен пуск двигателя в зимних условиях, когда для осуществления надежного запуска требуется подвод большой мощности, например, для двигателя типа ВГМ – до 25 кВа.

Пуск такого двигателя возможен следующими способами [1]: 1 – электростартером с помощью аккумуляторных батарей (АКБ); 2 – воздушным пусковым устройством – сжатым воздухом; 3 – комбинированным способом; 4 – с помощью буксира. Все они имеют свои преимущества и недостатки, которые не позволяют применить тот или иной способ при нештатных (аварийных) ситуациях или в боевой обстановке.

1. Постановка задачи

В случае полного отсутствия электроэнергии на борту танка (при аварийной ситуации) предлагается использовать энергию твердых топлив типа артиллерийских порохов, которые в настоящее время не-

обходимо утилизировать по конверсии. Для этого в танке необходимо иметь соответствующую энергетическую установку многоразового действия, преобразующую энергию пороха в крутящий момент, подводимый к валу двигателя.

Для ее создания необходимо решение ряда технических задач по обеспечению возможности многократного запуска, надежности приведения установки в действие, надежности преобразования давления газов в крутящий момент и надежности запуска и дальнейшей работы двигателя на обычном топливе.

2. Решение задачи

Один из возможных вариантов схемы установки, разработанный авторским коллективом под руководством Кумченко Я.А.[2], приведен на рис. 1.

Для того, чтобы обеспечить необходимое для надежного запуска двигателя время работы турбины, перед ней установлен ресивер 6, в котором накапливаются продукты сгорания твердого топлива. Чтобы повышающееся давление в ресивере не влияло на процесс горения топлива, сопло 7 камеры сгорания выполнено сверхзвуковым.

Продукты сгорания из ресивера 6 направляются в турбину 3 и раскручивают ее. Поскольку частота вращения вала турбины, позволяющая получить оптимальные ее параметры, значительно превосходит частоту вращения вала двигателя 5, между ними устанавливается редуктор 4. Для приведения установки в действие путем поджига заряда 2 камера сгорания 1 снабжена пусковым механизмом, не показанным на этом рисунке.

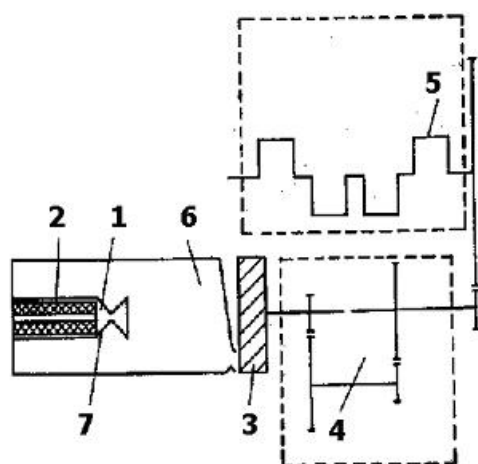


Рис. 1. Схема пусковой установки:

1 – камера сгорания; 2 – заряд твердого топлива;
3 – газовая турбина; 4 – редуктор; 5 – вал двигателя;
6 – ресивер; 7 – сопло

В условиях аварийной ситуации этот механизм должен быть ударного действия. Известные ранее ударно-спусковые механизмы имели ряд недостатков, вследствие чего или были ненадежными, или не обеспечивали быстрое повторное приведение в исходное положение (при теоретически возможной осечке).

Указанным выше коллективом был разработан ряд механизмов, лишенных таких недостатков. Например, по изобретению [3] (рис. 2) поставленные цели достигаются тем, что тяга механизма выполнена в виде канги и при выдергивании сначала взводит ударную пружину, а затем отпускает ее.

В случае осечки (несрабатывании капсюля, поджигающего заряд) следует опустить тягу до упора вниз и повторить ее поднятие. Причем, скорость движения тяги не изменяет силы сжатия пружины.

Для быстрой подготовки установки к следующему запуску следует вставить в камеру сгорания новый заряд, для чего камера должна иметь легко снимающуюся крышку, на которой и установлен спусковой механизм. Нами разработано несколько конструкций таких крышек, надежность которых проверена экспериментально на испытанных порошковых огнетушителях с твердотопливными зарядами в качестве источника газа.

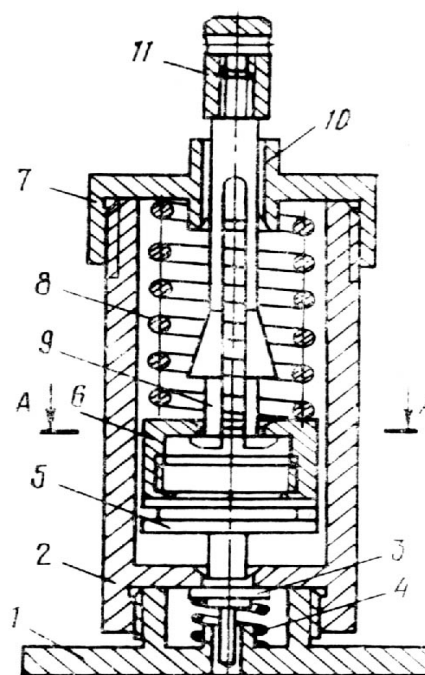


Рис. 2. Ударно-спусковой механизм

Поскольку температура горения большинства видов твердого топлива типа артиллерийских порохов довольно высокая, для облегчения условий работы лопаток газовой турбины необходимо (чтобы обеспечить ее длительную работоспособность) уменьшить температуру поступающих на них газов. Для этого следует или смешивать продукты сгорания с воздухом в эжекторном устройстве, или добавлять в них пары других веществ, разлагающихся с поглощением тепла при обтекании их продуктами сгорания, или просто имеющих высокую теплоемкость.

Разработан ряд конструкций таких охладителей, устанавливаемых между соплом камеры сгорания и

лопатками турбины, в которых теплопоглотителями являются или жидкости, или твердые вещества, которые или просто поглощают тепло, или претерпевают фазовые превращения [4 – 6].

На рис.3 представлено одно из этих решений по [4], где тепло топлива поглощается сублимирующим твердым веществом.

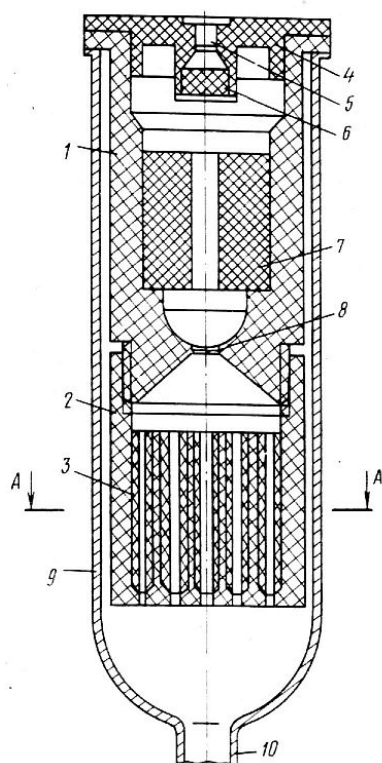


Рис. 3. Газогенератор с охлаждающим элементом

Всего по данной тематике у коллектива имеется 42 патента и авторских свидетельства, спроектировано, изготовлено и испытано несколько типоразмеров твердотопливных газогенераторов.

Выводы

1. В работе предложено единственное рациональное решение задачи запуска танкового двигателя в нештатных ситуациях.

2. При полном отсутствии электроэнергии на борту танка водитель-механик может произвести

запуск двигателя, используя ручной ударно-спусковой механизм.

3. Энергию артиллерийских порохов, по мнению авторов, можно также использовать для разогрева перед пуском двигателя в зимнее время охлаждающей жидкости и первых порций топлива, подаваемого в двигатель, используя выхлопные газы пусковой турбины (выбрасывая их через теплообменники, установленные в емкости с охлаждающей жидкостью и на топливопроводе).

Литература

1. Применение нетрадиционных источников тока в системе электрического пуска двигателей ВГМ / В.Ф. Климов, С.А. Волосников и др. // ДВС. – 2006. – № 1. – С. 118-129.
2. Бабич А.С., Коновалов В.И., Кумченко Я.А., Спицкий В.И. и др. Устройство для запуска двигателя внутреннего сгорания. А.с. СССР № 85391. Б. № 48, 1982.
3. Кумченко Я.А., Спицкий В.И. и др. Ударно-спусковой механизм для газогенерирующего устройства порошковых огнетушителей. А.с. СССР № 776622. Б. № 41, 1980.
4. Кумченко Я.А., Спицкий В.И. и др. газогенерирующее устройство. А.с. СССР № 53436. Б. № 29, 1980.
5. Бабич А.С., Коновалов В.И., Кумченко Я.А., Спицкий В.И. и др. Газогенератор для порошкового огнетушителя. А.с. СССР № 860773. Б. № 33, 1981.
6. Спицкий В.И., Коновалов В.И., Кумченко Я.А. и др. Газогенератор для порошкового огнетушителя. А.с. СССР № 1034752. Б. № 30, 1983.

Поступила в редакцию 19.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ф. П. Санин, Днепрпетровский национальный университет, Днепрпетровск.

УДК 629.124.74

М.А. ТАРАСЕНКО*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина*

ЧАСТИЧНЫЕ РЕЖИМЫ СУДОВОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Рассматривается газотурбинный двигатель, имеющий предварительный отдельно стоящий компрессор (ОСК) с независимым приводом. Между отдельно стоящим компрессором и собственно двигателем установлен промежуточный охладитель циклового воздуха, в котором поддерживается заданная температура воздуха на выходе. Приведена методика расчета частичных режимов такой установки, как системы с двумя степенями свободы (подача топлива и давление за ОСК). Установка может иметь теплоутилизирующий контур (ТУК). Возможен анализ частичных режимов с ТУК.

коэффициент восстановления полного давления, расход, характеристика, промежуточное охлаждение, турбина, компрессор

Введение

Промежуточное охлаждение циклового воздуха на номинальном режиме рассмотрено в [3]. На номинале судовые ГТД работают редко. Это объясняется тем, что работа на номинальном режиме отрицательно сказывается на ресурсе ГТД и зачастую полная мощность, а, следовательно, и полная скорость судна не востребованы.

Известно [1, 2], что параметры газотурбинного двигателя резко ухудшаются на частичных режимах с понижением мощности, при этом теряется возможность осуществлять утилизационный цикл, что усугубляет понижение КПД на частичных режимах.

Таким образом, работа ГТД сложной схемы на частичных режимах из специального узкого вопроса превращается в фактор, определяющий целесообразность применения усложняющих мероприятий, таких как промежуточное охлаждение и утилизация. Следовательно, вопрос частичных режимов является обязательным для исследования эффективности промежуточного охлаждения циклового воздуха.

1. Формулирование проблемы

Требуется разработать методику расчета частичных режимов, учитывающую возможность незави-

симого управления температурой воздуха за воздухоохладителем, давлением за отдельно стоящим компрессором и топливоподачей

Расчет частичных режимов базируется на стандартных методиках, поэтому приняты следующие традиционные допущения:

- рассматриваются статические (равновесные) режимы работы ГТД;
- при расчетах используются однолинейные характеристики турбин и характеристики компрессоров, представляющие собой зависимости для приведенных (подобие по числу Маха) параметров;
- считается, что температура воздуха за воздухоохладителем поддерживается в заданных пределах управлением прокачивающего насоса (воздухоохладитель подобран с запасом) с возможностью выбора оптимальной температуры не ниже номинальной;
- эффективность (КПД) утилизационного контура определяется как коэффициент полезного действия цикла Карно, умноженный на коэффициент реального цикла η_u , который не зависит от температур на входе и выходе и постоянен на всех режимах.

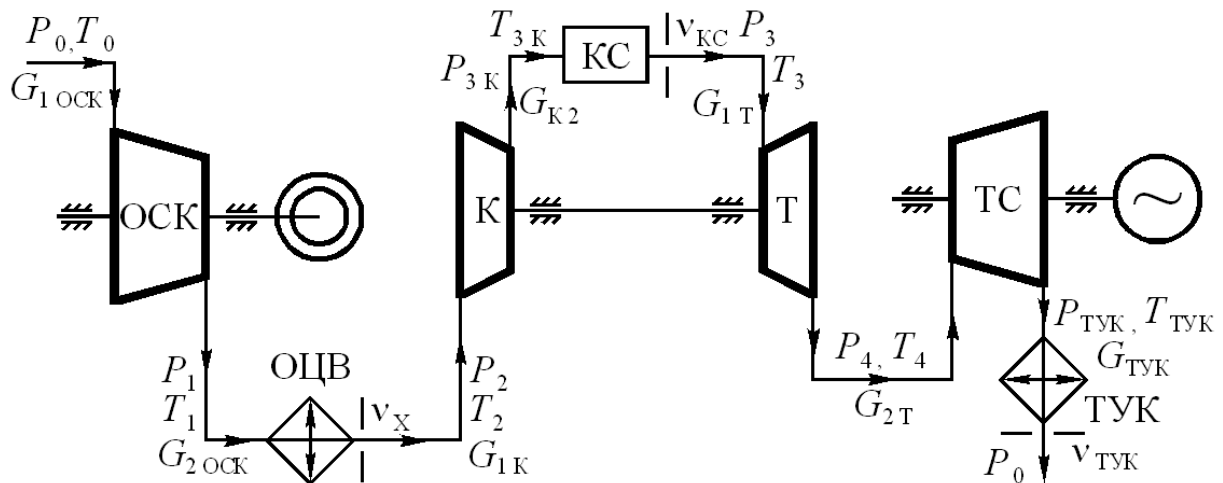


Рис. 1. Мнемоническая схема газотурбинного двигателя:
ОСК – отдельно стоящий компрессор с управляемым приводом;
ОЦВ – охладитель циклового воздуха; К; Т – компрессор и турбина газогенератора;
ТС – силовая турбина; ТУК – теплоутилизирующий котел

1.1. Общие соотношения. Принципиальная схема рассматриваемого ГТД показана на рис. 1.

Параметры в характерных сечениях можно получить по приведенному ниже алгоритму:

1. Задаемся относительным обобщенным расходом газа на входе в турбину компрессора:

$$G_{1T} = \frac{G_m \cdot \sqrt{T_{03}}}{P_{03}} \cdot \frac{P_{03H}}{G_{mH} \cdot \sqrt{T_{03H}}}$$

В общепринятых методиках задают давление в газоходе, и, зная характеристику газохода, определяют обобщенный расход на выходе из силовой турбины и далее пересчитывают расходы для каждой из турбин. Для рассматриваемого случая, учитывая несколько степеней свободы, проще задать обобщенный расход перед турбиной компрессора.

2. По характеристике турбины компрессора $\bar{G} = f(\pi_{mk})$, $\bar{\eta}_{mk} = \varphi(\pi_{mk})$ определяют степень понижения давления в этой турбине и ее адиабатический КПД $\eta_{mk} = \bar{\eta}_{mk} \cdot \eta_{mkH}$. Зная эти величины, определим параметры на выходе из турбины компрессора и на входе в силовую турбину.

Действительно, понижение температуры в турбине компрессора:

$$\Delta t_{mk} = T_{03} \cdot (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mk}$$

Температура на выходе из турбины компрессора (она же на входе в силовую турбину) определится следующим выражением

$$T_{04} = T_{03} \cdot [1 - (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mk}]$$

Давление на входе в силовую турбину

$$P_{04} = P_{03} / \pi_{mk}$$

Тогда относительный обобщенный расход газа на входе в силовую турбину

$$G_{2m} = \frac{G_m \cdot \sqrt{T_{04}}}{P_{04}} \cdot \frac{P_{04H}}{G_{mH} \cdot \sqrt{T_{04H}}}$$

или после преобразований получим

$$G_{2m} = G_{1m} \cdot \frac{\pi_{mk}}{\pi_{mkH}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkH} \cdot \bar{\eta}}{1 - (1 - \pi_{mkH}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkH}}}$$

обозначив

$$K_{1m} = \frac{\pi_{mk}}{\pi_{mkH}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkH} \cdot \bar{\eta}}{1 - (1 - \pi_{mkH}^{-x_m}) \cdot \eta_{mkH}}}$$

получим

$$G_{2m} = G_{1m} \cdot K_{1m} \quad (1)$$

Таким образом, известен относительный обобщенный расход газа на входе в силовую турбину.

По характеристике силовой турбины $G_{mc} = f(\pi_{mc})$, $\bar{\eta}_{mc} = \varphi(\pi_{mc})$ определяют степень понижения давления в этой турбине и ее адиабатический КПД $\eta_{mc} = \bar{\eta}_{mc} \cdot \eta_{mcH}$. Зная эти величины, определим параметры на выходе из силовой турбины и на входе в газоход и ТУК. Понижение температуры в силовой турбине

$$\Delta t_{mc} = T_{04} \cdot (1 - \pi_{mc}^{-x_m}) \cdot \eta_{mc}.$$

Температура на выходе из силовой турбины (она же на входе в ТУК) определится следующим выражением $T_{ТУК} = T_{04} \cdot \left[1 - (1 - \pi_{mc}^{-x_m}) \cdot \eta_{mc} \right]$.

$$\text{Давление на входе в ТУК } P_{ТУК} = P_{04} / \pi_{mc}.$$

Относительный обобщенный расход на входе в ТУК

$$G_{ТУК} = \frac{G_m \cdot \sqrt{T_{ТУК}}}{P_{ТУК}} \cdot \frac{P_{ТУКH}}{G_{mH} \cdot \sqrt{T_{ТУКH}}}.$$

Подставив полученные выше выражения, по аналогии с (1) запишем:

$$G_{ТУК} = G_{1m} \cdot K_{1m} \cdot K_{1mc},$$

$$\text{где } K_{1mc} = \frac{\pi_{mc}}{\pi_{mcH}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (1 - \pi_{mc}^{-x_m}) \cdot \eta_{mcH} \cdot \bar{\eta}}{1 - (1 - \pi_{mcH}^{-x_m}) \cdot \eta_{mcH}}}.$$

3. Зная степень понижения давления в каждой из турбин и степень восстановления полного давления в переходнике и газоходе (ТУКе) $v_{ТУК} = 1 - (1 - v_{ТУКH}) \cdot G_{ТУК}^2$, определим давление на входе в турбину компрессора и, учитывая потери давления в камере сгорания по известному G_{1m} , определим обобщенный относительный расход за компрессором $G_{к2}$. Тогда $v_{KC} = v_{KC} \cdot G_{1m} / G_{к2}$. Давление за компрессорами $P_{3к} = (\pi_{mk} \cdot \pi_{mc}) / (v_{ТУК} \cdot v_{kc})$. Давление перед турбиной компрессора $P_{03} = P_{3к} \cdot v_{kc}$.

4. Определяем параметры процессов в компрессорах:

– степень повышения давления компрессора газогенератора:

$$\pi_k = P_{3к} / P_2;$$

При определении степени повышения давления считается известным давление перед компрессором газогенератора P_{02} , которое задано;

– зная π_k , с помощью ниже приведенной формулы

$$G_{к2} = G_{1к} \cdot \frac{\pi_{кH}}{\pi_k} \sqrt{\frac{1 + (\pi_k^{x_k} - 1) / \eta}{1 + (\pi_{кH}^{x_k} - 1) / \eta_H}}$$

построим зависимость $G_{к2} - G_{1к}$, с помощью которой, зная $G_{к2}$, найдем $G_{1к}$ и η_k ;

– повышение температуры в компрессоре:

$$\Delta t_k = T_{02} \cdot (\pi_k^{x_k} - 1) / \eta_k;$$

– степень повышения давления ОСК:

$$\pi_{ОСК} = P_{02} / (P_0 \cdot v_x),$$

где v_x – степень восстановления полного давления в воздухоохладителе;

– повышение температуры в ОСК:

$$\Delta t_{ОСК} = T_0 \cdot (\pi_{ОСК}^{x_{ОСК}} - 1) / \eta_{ОСК}.$$

5. Определяем повышение температуры в компрессорах и рассматриваем баланс мощностей, развиваемых турбиной и потребляемых компрессорами. Эти мощности должны быть одинаковы или

$$C_{P\theta} \cdot \Delta t_k = C_{P\epsilon} \cdot \Delta t_{mk}.$$

Из условия баланса мощностей определяем температуру газа перед турбиной

$$T_{03} = \frac{\Delta t_k}{(1 - \pi_{mk}^{-x_m}) \cdot \eta_{mk}} \cdot \frac{C_{P\theta}}{C_{P\epsilon}}$$

и абсолютный массовый расход газа перед турбиной

$$G_m = G_{1m} \cdot \frac{P_{03}}{\sqrt{T_{03}}} \cdot \frac{G_{mH} \cdot \sqrt{T_{03H}}}{P_{03H}}.$$

Далее расчеты выполняются согласно [3].

2. Решение проблемы

Цель дальнейшего анализа – определить КПД двигателя в зависимости от относительной мощности (режима). Результаты приведены на рис. 2.

На рис. 2 представлен сравнительный анализ ГТД с ТУК традиционной схемы и ГТД с ТУК и промохлаждением. Каждый из двигателей на расчетном режиме имеет оптимальное π_k и одинаковое КПД элементарной ступени турбомшины. В схеме с промохлаждением учтены при определении КПД

цикла КПД привода ОСК и мощность, необходимая на привод ОСК. Давление за ОСК на каждом режиме выбиралось соответствующее максимальному КПД цикла с одновременным оптимальным выбором температуры за воздухоохладителем (температура могла изменяться в сторону увеличения).

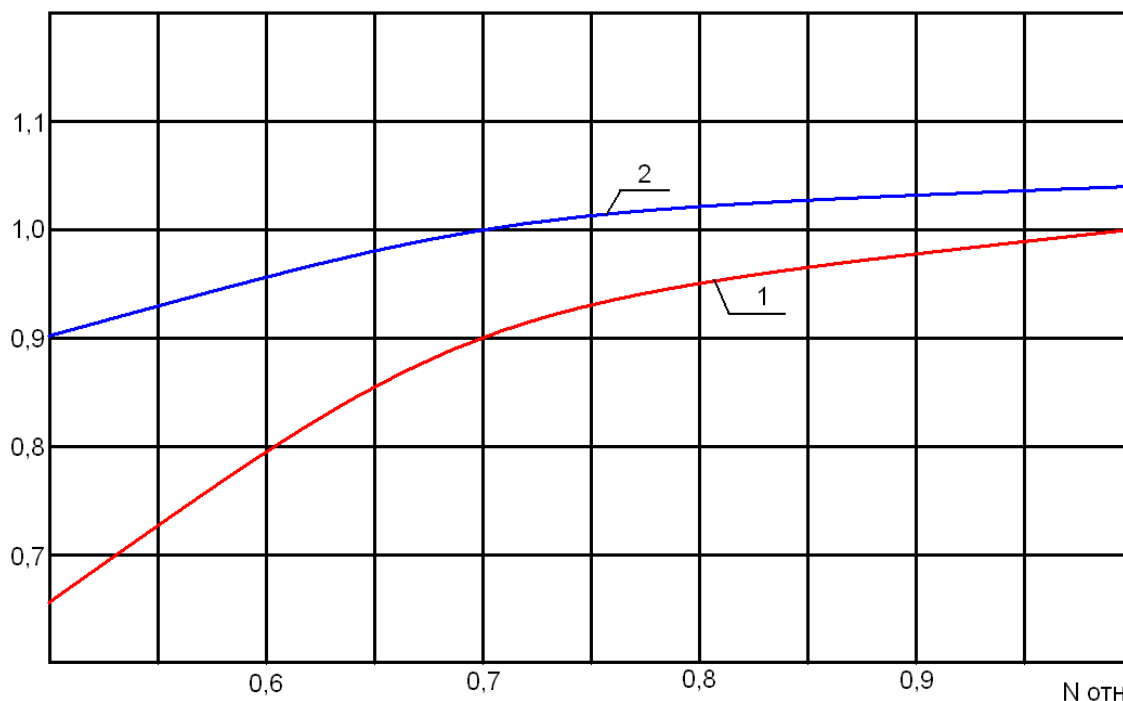


Рис. 2. Зависимости КПД двигателя от вырабатываемой мощности:
1 – обычный двигатель с ТУК; 2 – с промохлаждением и оптимальным управлением ОСК

Заключение

Можно сделать вывод о существенном увеличении экономичности двигателя с промежуточным охлаждением циклового воздуха на частичных режимах.

При рассмотрении простой схемы с утилизацией не учитывался «срыв» ТУК на низких режимах.

Литература

1. Романовський Г.Ф., Ващенко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.

2. Нечаев Ю.Н., Федоров Р.М. Теория авиационных газотурбинных двигателей. Ч. I. – М.: «Машиностроение», 1977. – 312 с.

3. Радченко Н.И., Сирота А.А., Тарасенко М.А. Исследование эффективности охлаждения циклового воздуха судовых газотурбинных двигателей // Вестник двигателестроения. – 2006. – № 3. – С. 46-49.

Поступила в редакцию 19.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Р. Ткач, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.577

А.Н. РАДЧЕНКО*Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина***ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИЕ УСТАНОВКИ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА
СУДОВЫХ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ДИЗЕЛЕЙ**

Проанализирована целесообразность предварительного охлаждения циклового воздуха судовых вспомогательных дизелей в турбодетандерной холодильной машине, использующей энергию выпускных газов. Рассмотрены схемные решения турбодетандерных установок кондиционирования циклового воздуха на входе дизелей, включая их комбинацию с теплоиспользующей эжекторной кондиционирующей установкой на низкокипящих рабочих телах. Отмечены особенности применения разных вариантов теплоиспользующих установок кондиционирования циклового воздуха судовых дизелей, их основные преимущества и недостатки.

судовой вспомогательный дизель, предварительное охлаждение циклового воздуха, турбодетандер, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина

**1. Анализ проблемы
и постановка цели исследования**

В качестве вспомогательных двигателей (дизель-генераторов) на судах применяются обычно четырехтактные ДВС с турбонаддувом. Их эффективность существенно зависит от параметров воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора (ТК). Повышение температуры воздуха приводит к ухудшению топливной экономичности дизелей. Так, каждые 10 °С увеличения температуры воздуха на входе вызывают снижение эффективного КПД η_e судовых ДВС на 0,5...0,7% с соответствующим возрастанием удельного расхода топлива b_e [1]. Уменьшение массовой подачи воздуха в цилиндры двигателей, обусловленное снижением его плотности с возрастанием температуры, вызывает сокращение их мощности. Возрастание температуры $t_{зв}$ забортной воды, подаваемой на охладители наддувочного воздуха (ОНВ) и отличающейся от температуры наружного воздуха на 2...4 °С, приводит к снижению эффективности охлаждения наддувочного воздуха, которое могло бы демпфировать негативное воздействие повышенный температур воздуха на входе ТК. Следствием этого является дополнительное ухудшение показателей экономичности работы дизелей.

Известным способом снижения температуры наддувочного воздуха судовых ДВС является турбодетандерное охлаждение, применяемое в двигателях фирмы "Купер-Бессемер" еще с 1950 г. [2], в которых сжатие воздуха осуществляется последовательно в двух центробежных компрессорах с приводом первого компрессора от утилизационной турбины (УТ), установленной на газовыхлопе, а второго – от воздушного турбодетандера, при расширении в котором и происходит окончательное охлаждение наддувочного воздуха. При этом предусмотрено также промежуточное его охлаждения водой после каждого из компрессоров.

Турбодетандер, по сути, представляет собой воздушную холодильную машину, использующую энергию выпускных газов и работающую по разомкнутому циклу. Ее главным достоинством является отсутствие специального холодильного агента, роль которого выполняет воздух, и относительная простота конструкции. Эффективность турбодетандерного охлаждения по сравнению с обычным водяным охлаждением наддувочного воздуха зависит от наличия резерва мощности УТ, который можно задействовать для дополнительного повышения давления наддувочного воздуха (сверх регламентированного).

ванного давления наддува). Если КПД турбокомпрессорных газового и воздушного агрегатов в турбодетандерных системах охлаждения наддувочного воздуха судовых дизелей "Купер–Бессемер" составлял $\eta_{\text{ТК}} = 0,6$ и $0,55$ соответственно (при степенях повышения давления компрессоров $\pi_{\text{к}}$ около $2,7$ и $1,3$ соответственно), что предопределяло невысокую эффективность турбодетандерного охлаждения по сравнению с обычным водяным, то КПД современных ТК превышает $\eta_{\text{ТК}} = 0,7$, приближаясь к $0,75$ [3, 4]. Образующаяся благодаря этому избыточная (сверх необходимой для наддува дизелей) энергия выпускных газов позволила перейти ведущим дизелестроительным фирмам на системы более полной утилизации энергии выпускных газов, в частности турбокомпаундные системы TCS (Turbo Compound System) с байпасированием части выпускных газов (около 10% общего расхода), минуя ТК, на вход силовой турбины (power turbine) и использованием получаемой в турбине механической энергии для привода вала двигателя, дополнительно к мощности самого двигателя, – TCS/PTI (Power Take In – подвод мощности), или электрогенератора – TCS/PTO (Power Take Out – отвод мощности) [5]. Турбокомпаундные системы утилизации TCS применяются в **двухтактных главных двигателях**, и пар, вырабатываемый утилизационным котлом (УК), используется в паровой турбине, мощность которой передается либо на вал двигателя, либо на привод электрогенератора.

Фирмой "Mitsubishi Heavy Industries (MHI)" разработана альтернативная турбокомпаундная система без байпасирования части выпускных газов на дополнительную силовую турбину и предполагающая отвод избыточной мощности от утилизационной турбины, приводящей наддувочный компрессор, на привод электрогенератора [4]. Избыток мощности УТ образуется за счет применения высокоэффективных ТК серии МЕТ-МА с КПД около 74 %. Использование такого гибридного турбоагнетателя

(Hybrid Turbocharger) с отбором части мощности УТ на привод электрогенератора позволяет получать дополнительную электрическую мощность, эквивалентную примерно 5 % мощности главного дизеля. При этом температура уходящих газов на входе ТК составляла $t_{\text{у.г}} = 450$ °С и $\pi_{\text{к}} = 3,3$. Несомненным достоинством гибридной системы НТ-TCS является отсутствие второй газовой турбины.

Избыточная энергия выпускных газов главного двигателя может быть реализована с помощью интегрированной системы наддува ICS (Integrated Charge Air System), когда при пониженных нагрузках на вспомогательный четырехтактный ДВС на вход его ТК дополнительно подводится часть наддувочного воздуха от ТК главного двухтактного ДВС [5]. Такая система может применяться в комбинации со стандартной турбокомпаундной схемой TCS/ICS [5].

Таким образом, благодаря повышению КПД турбокомпрессорных агрегатов с $0,55...0,60$ до $0,70...0,75$ образуется избыток энергии выпускных газов, свыше величины, необходимой для турбонаддува, который реализуется различными системами утилизации энергии выпускных газов судовых ДВС с турбонаддувом: TCS, НТ-TCS, ICS, TCS/ICS. Избыток энергии выпускных газов зависит от их температуры: для четырехтактных ДВС с температурой газов после двигателя $t_{\text{у.г}} = 450...500$ °С он выше, чем для двухтактных с гораздо меньшими значениями $t_{\text{у.г}}$.

Целью исследования является оценка целесообразности предварительного охлаждения циклового воздуха судовых вспомогательных дизелей в турбодетандерной холодильной машине, использующей энергию выпускных газов.

В основу **концепции** кондиционирования воздуха на входе судовых вспомогательных дизелей положена **гипотеза** использования избыточной энергии агрегатов турбонаддува, образующейся при нагрузках дизелей свыше 50 %. Избыточная энергия

может составлять от 10 % N_e (для двухтактных дизелей) до 20 % и выше (для четырехтактных).

2. Анализ результатов исследования

Согласно вышеприведенной гипотезе источником энергии для теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха на входе судовых дизелей служит избыточная мощность высокоэффективных турбонаддувочных агрегатов (с $\eta_{TK} = 0,7 \dots 0,75$), образующаяся при нагрузках дизелей свыше 50 %.

Поскольку КПД турбокомпрессорных агрегатов η_{TK} существенно зависит от степени повышения давления π_k , принимая максимальное значение при некоторой оптимальной величине $\pi_{корп}$, например, для ТК типа МЕТ МА $\eta_{TKmax} = 0,74$ при $\pi_{корп} = 3,3$, снижаясь до $\eta_{TK} = 0,67$ при $\pi_k = 4,5$ [4], то представляется целесообразным реализовать избыточную энергию выпускных газов не путем повышения давления наддувочного воздуха (с учетом последующего его уменьшения в турбодетандере до требуемой величины), как в традиционной турбодетандерной системе охлаждения наддувочного воздуха [5], а увеличением производительности ТК с использованием энергии избыточного количества наддувочного воздуха в теплоиспользующей установке кондиционирования воздуха на входе двигателя (ТУКВ). Исходя из этой гипотезы, можно предложить следующие схемные решения ТУКВ, использующих энергию избыточного количества наддувочного воздуха.

Простейшим схемным решением ТУКВ является стандартная система турбонаддува с дросселированием избыточного количества наддувочного воздуха после теплообменника-охладителя наддувочного воздуха на вход ТК.

Такая ТУКВ по составу элементов не отличается от стандартной системы перепуска части наддувочного, но не охлажденного воздуха (перед ТО-ОНВ), на вход ТК для предотвращения недопустимого повышения давления в цилиндрах двигателя, что воз-

можно при пониженных температурах воздуха на входе ТК: $t_{нв} < -5^\circ\text{C}$ [6]. Основной недостаток простой схемы – потери энергии сжатого воздуха при его дросселировании, которую можно было бы получить при условии расширения воздуха в турбодетандере.

Схема ТУКВ с турбодетандером, мощность которого используется для привода компрессора, приведена на рис. 1.

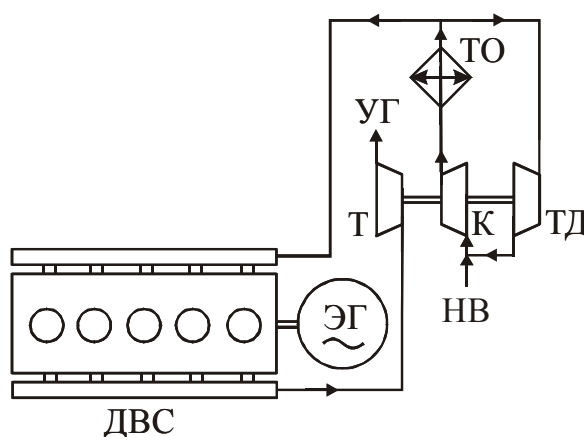


Рис. 1. Схема ТУКВ с турбодетандером:

Т – утилизационная турбина; К – компрессор; ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник-охладитель наддувочного воздуха; ЭГ – электрогенератор; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

Путем соответствующих переключений, не прибегая к каким-либо конструктивным изменениям, можно трансформировать в ТУКВ стандартную турбодетандерную систему охлаждения наддувочного воздуха: достаточно на турбодетандер подавать только избыток наддувочного воздуха, используемый в ТУКВ, а основное его количество направлять в наддувочный ресивер двигателя в обход турбодетандера (рис. 2).

Результаты расчетов показывают, что при исходных температурах воздуха, подаваемого на вход ТК двигателя, составляющих 35°C (наружный воздух, соответствующий тропическим условиям эксплуатации) и 45°C (воздух в машинном отделении), температура воздуха на выходе из турбодетандера может достигать -40°C и -30°C соответственно. В зависимости от количества избыточного наддувоч-

ного воздуха, подаваемого в турбодетандер ТУКВ, снижение температуры воздуха на входе ТК двигателя $\Delta t_{\text{в}}$ за счет смешения наружного воздуха с охлажденным в ТУКВ составит около 10 °С (при расходе сжатого воздуха через турбодетандер ТУКВ 10% от общего его расхода) и почти 20 °С при 20% суммарного расхода.

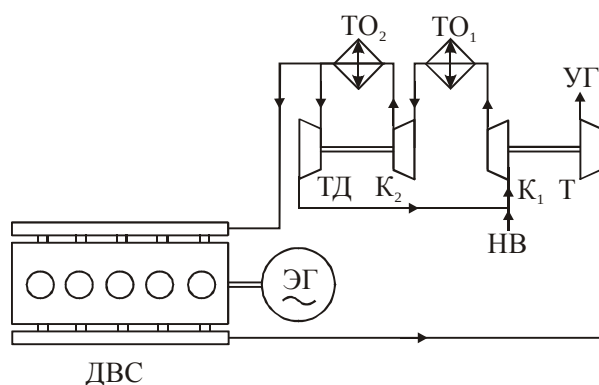


Рис. 2. Схема ТУКВ с турбодетандером и двумя компрессорами с промохлаждением:

Т – утилизационная турбина; ТД – турбодетандер; К₁ и К₂ – компрессоры; ТО₁ и ТО₂ – теплообменники; ЭГ – электрогенератор; НВ – наружный воздух; УГ – уходящие газы

С учетом того, что каждые 10 °С снижения температуры воздуха на входе вызывают увеличение эффективного КПД η_e судовых ДВС на 0,5...0,7%, можно ожидать абсолютного повышения η_e на 1,0...1,5% за счет применения турбодетандерного охлаждения воздуха на входе двигателя.

В случае повышенных температур наружного воздуха и забортной воды, когда стандартная система водяного охлаждения ДВС не в состоянии обеспечить требуемые температуры наддувочного воздуха, а также при недостаточном количестве избыточного наддувочного воздуха с целью его более глубокого охлаждения можно применить машинный холод, вырабатываемый, в частности, теплоиспользующей эжекторной холодильной машиной (ТЭХМ) как конструктивно наиболее простой вариант. Источником сбросной теплоты для ТЭХМ могут служить уходящие газы или наддувочный воздух после компрессора, температура которого в зависимости

от давления может составлять от 100 °С (при двухступенчатом сжатии с промежуточным охлаждением) до 200 °С и выше (без промежуточного охлаждения). В качестве рабочего тела в холодильных машинах применяются низкикипящие рабочие тела (НРТ).

Схема ТУКВ с турбодетандером и ТЭХМ приведена на рис. 3.

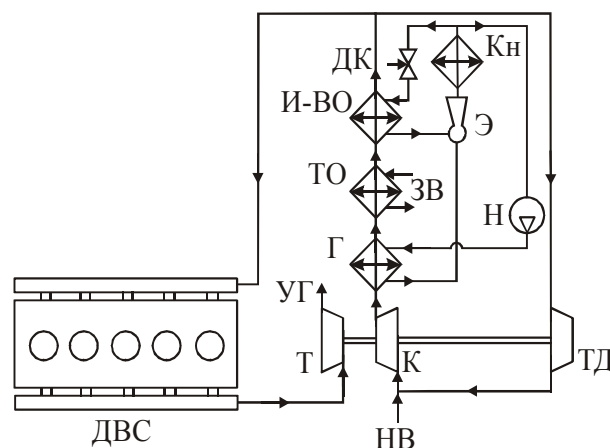


Рис. 3. Схема ТУКВ с турбодетандером и ТЭХМ:

Т – утилизационная турбина; К – компрессор; ТД – турбодетандер; ТО – теплообменник; ТЭХМ: Г – генератор; И-ВО – испаритель-воздухоохладитель; Э – эжектор; Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный клапан; НВ – наружный воздух; ЗВ – забортная вода; УГ – уходящие газы

Как видно, в генераторе ТЭХМ теплота наддувочного воздуха после компрессора используется для получения пара НРТ высокого давления, энергия которого в свою очередь расходуется на эжектирование пара НРТ низкого давления, испаряющегося в И-ВО с отводом теплоты от наддувочного воздуха на входе турбодетандера.

В качестве НРТ для ТЭХМ целесообразно применение хладонов R142b и R600 (н-бутан), обеспечивающих достижение приемлемых тепловых коэффициентов. Тепловой коэффициент $\zeta = Q_0/Q_r$ представляет собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от наддувочного воздуха, подаваемого в турбодетандер) к количеству теплоты Q_r , подведенной в гене-

раторе к кипящему НРТ от наддувочного воздуха после компрессора или от выпускных газов.

Для ТЭХМ, использующих теплоту наддувочного воздуха или выпускных газов судовых ДВС, значения теплового коэффициента составляют $\zeta = 0,25 \dots 0,3$. Применение ТЭХМ обеспечивает дополнительное (в дополнение к охлаждению в стандартном водяном ОНВ) снижение температуры наддувочного воздуха на входе турбодетандера на $20 \dots 40^\circ\text{C}$ и уменьшение температуры воздуха на выходе из него на $15 \dots 30^\circ\text{C}$. Благодаря весьма низкой температуре воздуха на выходе из турбодетандера, смешиваемого с наружным воздухом (воздухом машинного отделения), на входе ТК получают достаточно низкие температуры воздуха (около 10°C) даже при температурах воздуха в машинном отделении $45 \dots 50^\circ\text{C}$ и забортной воды 32°C , соответствующих тропическим условиям эксплуатации, что позволяет сократить удельный расход топлива на вспомогательные двигатели на $2 \dots 3\%$.

Выводы

1. Применение турбодетандерной кондиционирующей установки обеспечивает повышение КПД судовых вспомогательных дизелей на $1,0 \dots 1,5\%$ за счет охлаждения воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора.

2. Комбинированная турбодетандерная и эжекторная теплоиспользующая кондиционирующая установки обеспечивает приращение КПД вспомогательных дизелей на $2 \dots 3\%$

3. Предложены схемные решения теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха на входе судовых вспомогательных дизелей.

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf.
2. Zinner K., Reinloin H. Thermodynamische Untersuchung über die Anwendbarkeit der Turbokühlung bei aufgeladenen vierfakt // Dieselmotoren, "MTZ". – 1964. – Nr. 5. – S. 188-195.
3. Heim K. Existing and Future Demands on the turbocharging of Modern Large Two-stroke Diesel Engines // 8-th Supercharging Conference, Dresden, 1-2 October 2002.
4. Shiraishi K., Ono Y. Hybrid Turbocharger with integrated High Speed Motor-generator // Technical Review: Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. – 2007. – Vol. 44. – No. 1 (Mar.). – 3 p. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e441/e441049.pdf>.
5. MAN B&W. Project Guide. Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 1986.
6. Schmid H. Less Emissions through Waste Heat Recovery // Green Ship Technology Conference, London, 28-29 April, 2004. – 10 p. [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.wartsila.com/Wartsila/global/docs/en/ship_power/media_publications/technical_papers/sulzer/waste_heat_recovery.pdf

Поступила в редакцию 19.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.

УДК 621.577

Д.В. КОНОВАЛОВ, Н.И. РАДЧЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Николаев, Украина

УТИЛИЗАЦИЯ СБРОСНОЙ ТЕПЛОТЫ СУДОВЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК С ГЕНЕРИРОВАНИЕМ ХОЛОДА И ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЭФФЕКТА ТЕРМОПРЕССИИ

Исследовано влияние температуры окружающей среды на эффективность судовых энергоустановок и показана целесообразность охлаждения воздуха дизельных двигателей эжекторной холодильной машиной, использующей сбросную теплоту. Проанализирована возможность повышения эффективности эжекторной теплоиспользующей холодильной машины путем увеличения промежуточного давления в рабочем цикле с помощью термопрессора. При этом использован эффект термопрессии, состоящий в повышении давления парового потока в результате испарения мелкодисперсной жидкости, впрыскиваемой в перегретый паровой поток, предварительно ускоренный до скорости, близкой скорости звука.

энергоустановка, сбросная теплота, утилизация, теплоиспользующая эжекторная холодильная машина, термопрессия

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

На современных судах гражданского флота в качестве главного двигателя применяется обычно мало- и среднеоборотные двигатели внутреннего сгорания с турбонаддувом. Параметры воздуха на входе наддувочного турбокомпрессора существенно влияют на эффективность их работы. Повышение температуры воздуха приводит к ухудшению топливной экономичности ДВС.

Так, например, по данным [1 – 5] каждые 10 °С увеличения температуры воздуха на входе вызывают снижение эффективного КПД η_e судовых дизелей на 0,5...0,7% с соответствующим возрастанием удельного расхода топлива b_e . Сокращение мощности двигателя вызвано уменьшением массовой подачи воздуха в цилиндры двигателей, обусловленное, в свою очередь, снижением его плотности с возрастанием температуры. Возрастание температуры забортной воды $t_{зв}$, подаваемой на охладители наддувочного воздуха и отличающейся от температуры наружного воздуха на 2...4 °С, приводит к снижению эффективности охлаждения наддувочного воздуха, что могло бы нивелировать негативное

воздействие повышенных температур воздуха на входе турбокомпрессора. Следствием этого является дополнительное ухудшение показателей экономичности работы дизелей.

С другой стороны имеет место сравнительно невысокий температурный уровень вторичных энергоресурсов дизельных установок: температура уходящих после утилизационных котлов – около 180 °С; наддувочного воздуха – 140...220 °С в зависимости от степени повышения давления наддувочного агрегата; охлаждающей цилиндры двигателя воды – 90...120 °С.

Очевидно, что выход следует искать в направлении получения других видов энергии, в частности, холода. Здесь представляется весьма целесообразным утилизировать теплоту вторичных энергоресурсов дизельной энергетической установки с целью производства холода для снижения температуры воздуха на входе и наддувочного воздуха, т.е. для энергетических потребностей самих ДВС. В судовой энергетике в качестве таких теплоутилизационных контуров весьма перспективным представляется применение эжекторных теплоиспользующих холодильных машин (ЭХМ). Однако, следует отметить,

что энергетическая эффективность ЭХМ (тепловой коэффициент ζ) не столь велика [6, 7] по сравнению с более широко применяемыми, но и более громоздкими абсорбционными холодильными машинами. Весьма перспективным в отношении повышения эффективности ЭХМ является использование регенерации теплоты [8] и повышение степени расширения в сопле эжектора [8 – 10].

В последнее время появился ряд работ, касающийся применения эффекта термопрессии для целей высокоскоростного охлаждения отходящих газов двигателей [11 – 13], а также в двухступенчатых парокомпрессорных холодильных машинах [14, 15]. Однако, применение этого эффекта для увеличения давления газового потока, в аспекте повышения энергетической эффективности холодильного цикла, ранее не рассматривалась.

Таким образом, анализ данной проблемы позволил сформулировать основную **цель** данного исследования: оценка целесообразности применения эффекта термопрессии для повышения термодинамической эффективности цикла ЭХМ контура утилизации сбросной теплоты судовых энергетических установок.

2. Анализ результатов исследования

Согласно [8], применение одно- и двухступенчатой регенерации теплоты в ЭХМ дает повышение теплового коэффициента ζ на 10...20%. Дополнительно к этому, повысить ζ возможно за счет увеличения коэффициента эжекции U , чего можно достичь за счет увеличения степени расширения рабочего потока.

Эффективность любой теплоиспользующей холодильной машины определяется тепловым коэффициентом ζ . Для ЭХМ он равен:

$$\zeta = U \cdot \frac{q_0}{q_2},$$

где U – коэффициент эжекции;

q_0 – удельная холодопроизводительность, кДж/кг;

q_2 – удельное количество теплоты, подводимое в генераторе, кДж/кг.

Увеличить степень расширения возможно несколькими путями: увеличением давления рабочего потока, поступающего из генератора и уменьшением давления пара хладагента (температуры конденсации) на выходе из диффузора эжектора. Увеличение давления рабочего потока ограничено невысоким тепловым потенциалом утилизируемой теплоты, а также невысокими критическими температурами хладагентов, традиционно применяемыми в ЭХМ. Существенно повысить ζ (на 10...20%) возможно за счет уменьшения температуры (давления) конденсации [6, 7].

Простейшим способом для снижения давления пара на выходе из диффузора эжектора, при оставшейся постоянной температуре конденсации является применение термопрессора после эжектора перед конденсатором (рис. 1).

Термопрессор представляет собой струйный аппарат, предназначенный для высокоскоростного охлаждения газового потока с одновременным повышением давления [12, 16].

Установка, представленная на рис. 1 работает следующим образом: Эжектор Эж (рис. 1, а) всасывает пар из испарителя И, используя энергию рабочего пара высокого давления (точка 8 на рис. 1, б), который поступает из генератора Гн, расширяется в его сопле до давления (точка 9), несколько меньшего, чем давление пара на выходе из испарителя (точка 1), и сжимает его до давления конденсации (точка 4); Процессы 6–1 и 7–8 – кипение (возможно с перегревом) в испарителе и генераторе рабочего пара высокого давления; 8–9 – расширение рабочего пара в сопле эжектора; 1–2 – понижение давления всасываемого из испарителя пара в приемной камере эжектора; 2–3 и 9–3 – смешение холодного пара из испарителя и пара на выходе из сопла эжектора; 3–1 – повышение давления смешанного пара в камере смешения и диффузоре эжектора.

Сжатый в эжекторе Эж пар конденсируется в конденсаторе Кн (процесс 4–5). Жидкий хладагент разделяется на два потока: первый дросселируется в РК (процесс 5–6) и испаряется в испарителе (процесс 6–1), второй – сжимается в насосе ЦН до высокого давления (процесс 5–7) и испаряется в генераторе Гн (процесс 7–8).

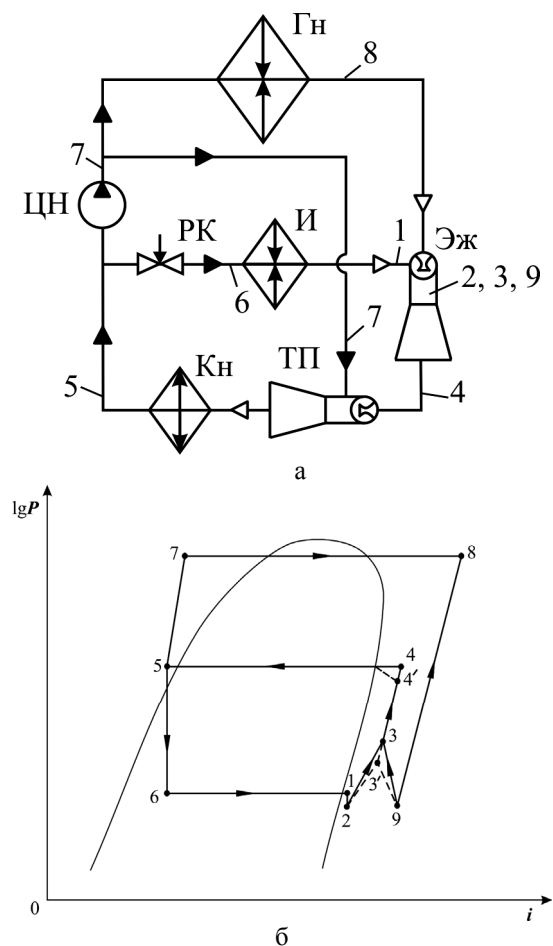


Рис. 1. Схема и цикл ЭХМ с применением термопрессора в комбинации с эжектором: Гн – генератор пара; Эж – эжектор; ТП – термопрессор; Кн – конденсатор; И – испаритель; РК – регулирующий дроссельный клапан; ЦН – циркуляционный насос

Термопрессор устанавливается за эжектором и перед конденсатором. Для впрыскивания в рабочую камеру термопрессора используется часть жидкости после циркуляционного насоса.

На рис. 1, б пунктиром показаны процессы соответствующие циклу ЭХМ с применением термопрессора.

На рис. 2 приведены зависимости увеличения давления в термопрессоре ΔP от температуры снимаемого перегрева $\Delta t_{\text{пер}}$ и доли впрыскиваемой жидкости g при температуре конденсации $t_k = 35^\circ\text{C}$.

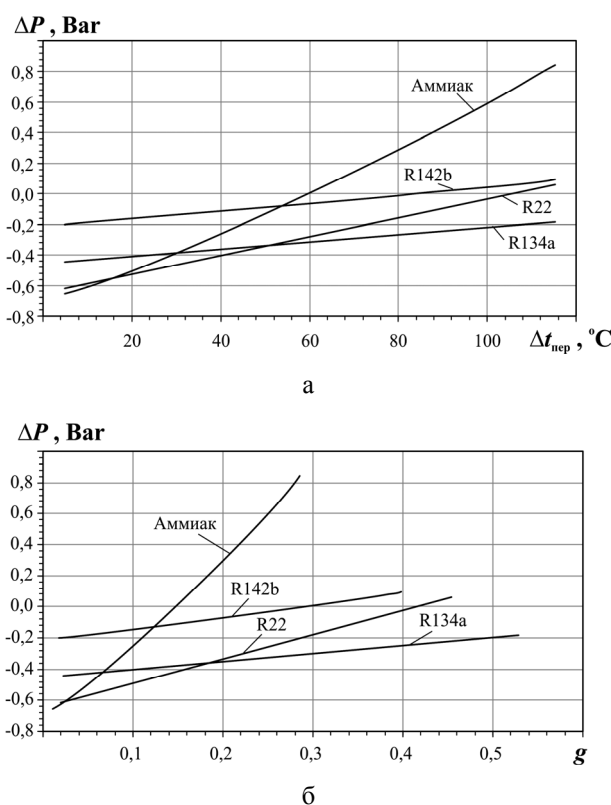


Рис. 2. Зависимости увеличения давления в термопрессоре ΔP от температуры снимаемого перегрева $\Delta t_{\text{пер}}$ (а) и доли впрыскиваемой жидкости g (б) для различных хладагентов

При расчете эжектора и термопрессора использованы методики предложенные в [10, 12].

Было проанализировано применение нескольких наиболее широко используемых в холодильной технике хладагентов.

Как видно из рис. 2 положительный эффект от применения термопрессии будет только в случае аммиака и хладона R142b. При этом ΔP составил 0,1...0,8 Бар. Для хладагентов R22 и R134a наблюдается при температурах перегрева наоборот понижение давления, что связано в данном случае большими потерями на трение в рабочей камере термопрессора. Кроме того снятие перегрева в термопрессоре позволяет снизить тепловую нагрузку на конденса-

тор и тем самым уменьшить расход охлаждающей воды.

В дальнейшем рассматривался хладагент R142b, как традиционно применяемый в ЭХМ. На рис. 3 приведены зависимости увеличения давления в термопрессоре ΔP для R142b при различных температурах конденсации.

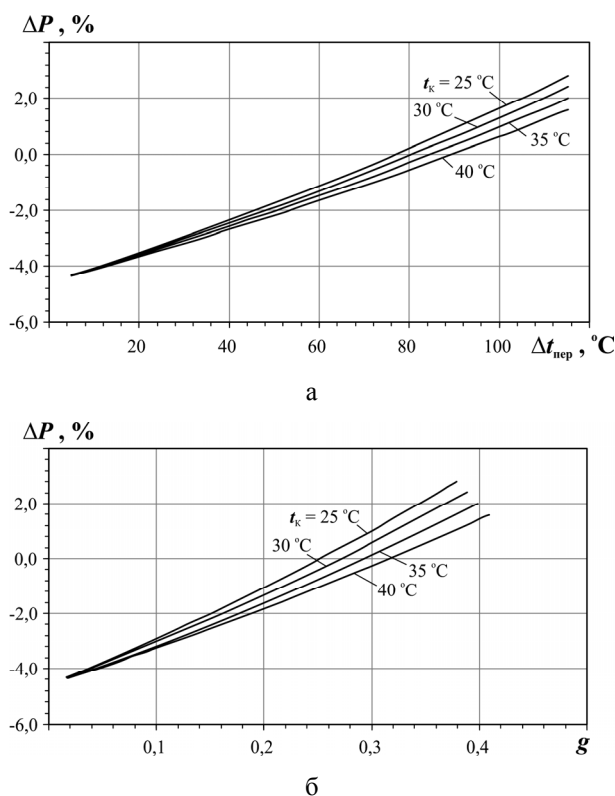


Рис. 3. Зависимости увеличения давления в термопрессоре ΔP от температуры снимаемого перегрева $\Delta t_{\text{пер}}$ (а) и доли впрыскиваемой жидкости g (б) для хладагента R142b при различных температурах конденсации

Результаты расчетов показывают, что повышение давления в термопрессоре для широкого диапазона температур конденсации, характерного в ЭХМ ($t_k = 25...40$ °C) составляет 1 – 2% или 0,15...0,20 Bar при температуре снимаемого перегрева за эжектором $\Delta t_{\text{пер}} = 80...110$ °C и доли впрыскиваемой жидкости $g = 25...40\%$.

Прирост давления в 2% незначителен, однако достаточный, чтобы увеличить тепловой коэффициент ζ ЭХМ дополнительно на 10...15% (рис. 4). Температура конденсации t_k соответствует температуре

насыщения пара на выходе из эжектора. Применение термопрессора позволяет понизить температуру насыщения, а значит и давление за эжектором. Из рис.4. видно, что уменьшение температуры даже на 1,5..2,0 °C приведет к увеличению ζ на 0,1...0,15, что достаточно значительно, учитывая что среднее значение ζ для ЭХМ традиционно составляет 0,3...0,4.

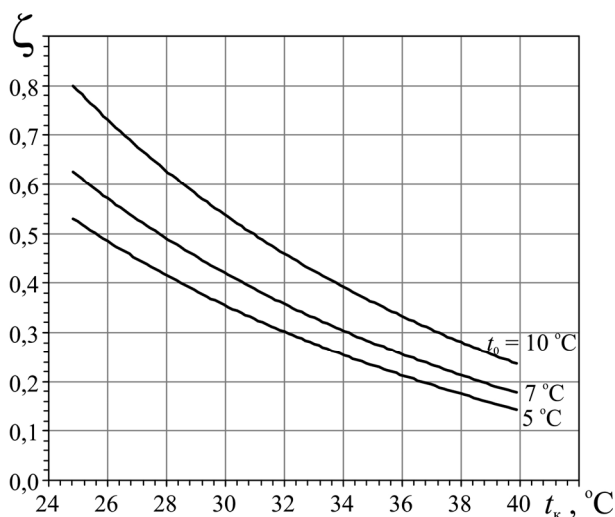


Рис. 4. Зависимость тепловой коэффициент ζ от температуры конденсации для хладагента R142b при различных температурах кипения в испарителе t_0 и температуре кипения в генераторе $t_r = 100$ °C

Выводы

1. Применение термопрессора обеспечивает повышение теплового коэффициента ζ ЭХМ на 10...15% за счет повышения давления перед конденсатором.
2. Снятие перегрева в термопрессоре в дополнение к увеличению давления позволяет снизить тепловую нагрузку на конденсатор ЭХМ.
3. Предложенное схемное решение позволяет увеличить эффективность утилизации сбросной теплоты судовых энергоустановок.
4. Применение термопрессора не ведет к усложнению утилизационного контура вследствие простоты конструкции и отсутствия сложных механических узлов.
5. Использование в качестве рабочего тела R142b не дает значительного прироста давления. Следует

рассмотреть более широкий ряд хладагентов, с целью поиска оптимального для применения как в термопрессоре, так и в ЭХМ.

Литература

1. Influence of Ambient Temperature Conditions on Main Engine Operation: MAN B&W Diesel A/S, Copenhagen, Denmark, 2005 [Электронный ресурс] – Режим доступа: http://www.mandiesel.com/files/news/files/762/5510-0005.00pr_low.pdf.

2. Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants // MAN-Burmeister & Wain Diesel A/S: Copenhagen, Denmark. – Publication No. P.352-99. – 2001.

3. Суворов П.С. Управление режимами работы главных судовых дизелей. – Одесса: ЛАТСТАР, 200. – 238 с.

4. Very large Diesel Engines for Independent Power Producers and Captive Power Plants. – 2001. – 12 p.

5. Project Guide Two-stroke Engines. MC Programme. Vol. 1. – Copenhagen, 1986.

6. Захаров Ю.В., Коновалов Д.В. Математическая модель теплоиспользующей эжекторной холодильной машины и результаты ее апробации // 36. наук. праць. – Миколаїв: НУК, 2006. – № 2 (407). – С. 87-96.

7. Коновалов Д.В. Энергетическая эффективность эжекторных холодильных машин, использующих теплоту выпарных аппаратов судовых рыбобумучных установок // Техногенна безпека: Наукові праці. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2005. – Т. 43, вип. 30. – С. 93-97.

8. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. –

С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.

9. Захаров Ю.В. Пути повышения эффективности судовых фреоновых эжекторных холодильных машин // Труды НКИ. – Николаев. – 1972. – Вып. 55. – С. 3-11.

10. Соколов Е.Я., Зингер Н.М. Струйные аппараты – М.: Энергия, 1970. – 288 с.

11. Ерофеев В.Л. Экспериментальное исследование термопрессора // Тр. ленинградского ин-та водного транспорта. Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота. – 1974. – Вып. 147. – С. 25-30.

12. Степанов И.Р., Чудинов В.И. Некоторые задачи движения газа и жидкости в каналах и трубопроводах энергоустановок. – Л.: Наука, 1977. – 200 с.

13. Spoonley P. Technological and social changes into the third millennium and the impact on refrigeration // International Journal of refrigeration. – 2001. – No. 7, Vol. 24. – P. 593-602.

14. Живица В.И. Промежуточные охладители с термопрессором для двухступенчатых аммиачных холодильных установок // Холодильная техника. – 2002. – № 5. – С. 18-20.

15. Живица В.И. Интенсификация процессов в контактных охладителях аммиачных холодильных установок // Холодильная техника и технология. – 2002. – № 2 (76). – С. 24-28.

16. Вулис Л.А. Термодинамика газовых потоков. – М., Л.: Госэнергоиздат, 1950. – 304 с.

Поступила в редакцию 19.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.И. Живица, Одесская государственная академия холода, Одесса.

УДК 621.51.032:621.43.031.3

**С.А. АЛЁХИН¹, Е.С. ВАСИЛЬЕВ¹, В.П. ГЕРАСИМЕНКО²,
И.А. КРАЮШКИН¹, В.А. ОПАЛЕВ¹**¹*Казённое предприятие «Харьковское КБ по двигателестроению», Украина*²*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ЦЕНТРОБЕЖНОГО ВЕНТИЛЯТОРА В УСЛОВИЯХ ОКРУЖНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ ПОТОКА

Описаны основные мероприятия по улучшению характеристик центробежного вентилятора с боковым подводом и отводом воздуха путем установки направляющих пластин. Предложена методика расчета характеристик вентилятора в условиях окружной неравномерности потока. Методика построена на основе модели "параллельной работы компрессоров" и использования полуэмпирических обобщенных характеристик центробежных компрессоров. Эта методика обеспечивает высокую точность расчетов, что подтверждается сопоставлением расчетных и экспериментальных данных исследований вентилятора.

центробежный вентилятор, характеристика, неравномерность потока, параллельная работа

Введение

Несмотря на наличие современных аэродинамических методов расчета турбомашин, трудно обеспечить их оптимальные условия работы при сложных компоновочных схемах с неравномерностью потока, что требует дополнительных исследований.

Формулирование проблемы. Благодаря более высоким коэффициентам напора центробежных компрессоров и вентиляторов их часто применяют вместо осевых. Меридиональная форма проточной части существенно влияет на аэродинамические характеристики турбомашин. Осевой вход и радиальный выход потока накладывают отпечаток на требования к подводящим и отводящим патрубкам [1], что в совокупности сводится к компоновочной схеме, зависящей от общей схемы агрегата, для которого предназначена турбомашин.

Особые проблемы возникают с обеспечением требуемых характеристик при ограниченных габаритах компоновки агрегата. В таких случаях явно недостаточно оптимального проектирования собственно лопаточных венцов, ввиду зависимости их аэродинамических характеристик от возможной неравномерности потока на входе и выходе, форми-

руемой подводящими и отводящими патрубками. Неравномерность потока существенно снижает КПД центробежных турбомашин [2 – 4], что при больших потребляемых мощностях приводит к значительным непроизводительным потерям энергии. Поэтому обеспечению равномерных условий уделяют обычно не меньшее внимание, чем аэродинамическому проектированию лопаточных венцов.

Целью данной статьи является аэродинамическое совершенствование центробежного вентилятора в условиях ограниченных габаритов.

Результаты исследования

Типичными случаями компоновок центробежных вентиляторов с ограничением габаритов являются системы охлаждения силовых судовых установок, транспортных наземных машин, шахтные вентиляционные системы, дымососы электростанций, металлургических производств и др. Компоновочная схема исследованного вентилятора с подводящим и отводящим патрубками показана на рис. 1.

Испытано два варианта вентилятора: при отсутствии и при наличии направляющих ребер в выходной спиральной диффузорной улитке. Рабочее коле-

со вентилятора имело $z_L = 20$ назад загнутых лопаток с углами входа и выхода $\beta_{1L} = 16^\circ$, $\beta_{2L} = 45^\circ$. Геометрические параметры колеса $F_1/F_0 = 1,165$; $F_2/F_1 = 1,035$ соответствовали оптимальным значениям согласно рекомендациям [5,6]. Максимальное расчетное значение КПД такого колеса предполагалось $\eta_{PK} = 0,8 \dots 0,85$ при оптимальном коэффициенте расхода $\bar{Q}_0 = 0,2$, тогда как КПД промышленных вентиляторов типа Ц4-70 с такими колесами обычно составляет $\eta = 0,7$.

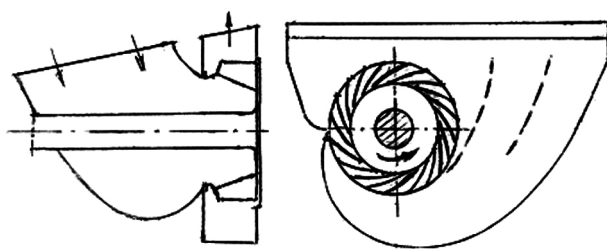


Рис. 1. Центробежный вентилятор

Одной из причин снижения КПД в данном вентиляторе являются потери с "выходной скоростью" на выходе из колеса в ступенчатом диффузоре, обусловленные отношением ширины улитки к ширине колеса $B/b_2 = 256/139 \approx 2$. Ограничение габаритов вентилятора привело к существенному ухудшению условий работы рабочего колеса и как следствие – к значительному снижению КПД. Основной причиной ухудшения условий работы явилась неравномерность потока. Неравномерность потока на входе (рис. 1) обусловлена боковым подводом воздуха входным патрубком и загромождением канала приводным валом по оси колеса. Неравномерность на выходе из колеса обусловлена обратным влиянием отводящей спиральной улитки на течение в колесе. Траверсирование потока на выходе улитки подтвердило наличие значительной неравномерности потока. Особенно большая неравномерность наблюдалась при исходном варианте спиральной улитки – без направляющих разделяющих поток в улитке ребер, указанных штриховыми линиями на рис. 1. Размещение ребер в улитке привело к заметному

выравниванию потока в выходном ее сечении и улучшило характеристику вентилятора (рис. 2) (штриховая линия).

Испытания проводились при окружной скорости колеса $U_2 = 105$ м/с. Коэффициенты напора $\bar{H}$ и расхода $\bar{Q}$ рассчитывались по действительному напору H и объемному расходу Q : $\bar{H} = H/U_2^2$; $\bar{Q} = Q/(F_2 \cdot U_2)$, где F_2 – площадь в выходном сечении колеса; U_2 – окружная скорость лопаток на наружном диаметре колеса. Штрих-пунктирной линией на рис. 2 показана характеристика сети воздушного тракта системы охлаждения силовой установки, для которой предназначен вентилятор. Как видно из рисунка, размещение разделяющих поток ребер в выходной улитке позволило на $\sim 20\%$ увеличить расход воздуха и повысить КПД вентилятора с $\eta = 0,18$ до $\eta = 0,33$. При этом потребляемая мощность вентилятора практически не изменилась и составляла $N \approx 50$ кВт. Если же обеспечивать исходный расход воздуха при новой улитке за счет понижения частоты вращения колеса, то потребляемая мощность вентилятора понижается до $N = 30$ кВт, что свидетельствует о существенном преимуществе нового варианта улитки.

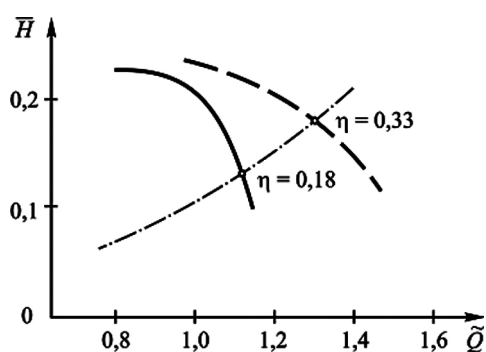


Рис. 2. Напорная характеристика вентилятора

Пониженные значения КПД вентилятора при наличии выравнивающих поток ребер в улитке по сравнению с аналогичным рабочим колесом промышленных стационарных вентиляторов объясняются как ухудшением условий на входе при боковом подводе воздуха, так и смещением режима ра-

боты вентилятора относительно оптимального, т.е. максимума КПД, на правую ниспадающую ветвь характеристики. Кроме того, установка ребер привела к дополнительным гидравлическим потерям собственно на ребрах.

Следует добавить, что при установке ребер в улитку полного выравнивания окружной неравномерности потока в рабочем колесе достичь не удалось, так как окружная несимметрия потока создает несимметричным по окружности колеса распределением гидравлического сопротивления сети, а именно: в верхней части колеса сопротивление минимальное, а в нижней – максимальное. Поэтому через верхнюю часть расходные скорости больше, тогда как в выходном сечении улитки на участке, через который поступает воздух от нижнего сектора колеса, начиная от разделяющего "языка" выходной улитки, эти скорости минимальные. При отсутствии ребер возможен отрыв потока с обратным течением непосредственно у стенки на выходе улитки. Описанная картина течения в выходном сечении улитки была подтверждена экспериментальными исследованиями с измерением скоростей путем траверсирования потока пневмоанемометром.

Окружная неравномерность расходной компоненты скорости потока через рабочее колесо приводит к периодическому по окружной координате изменению местных значений действительного напора и КПД "параллельно работающим" секторам вентилятора. Основанием предположения о периодическом характере изменения параметров могут быть исследования [7]. Модель "параллельной работы компрессоров" в условиях окружной неравномерности потока подтверждена многими исследованиями [2, 3, 7]. Согласно этой модели осредненные характеристики компрессора в условиях окружной неравномерности потока определяются как среднеинтегральные параметры по напорной характеристике $H(Q)$ для равномерных условий. Такое осреднение потока сводится к следующему [2]: среднерасходная по окружности скорость, согласно закону сохране-

ния массы при окружной неравномерности несжимаемого потока, записывается формулой:

$$C_{2rcp} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} C_{2r} d\varphi, \quad (1)$$

где C_{2r} – радиальная (расходная) компонента скорости потока на выходе из рабочего колеса; φ – угловая координата. При этом средний объемный расход через компрессор (вентилятор) равен действительному расходу $Q_{cp} = Q$. А средний напор –

$$H_{cp} = \frac{1}{2\pi C_{2rcp}} \int_0^{2\pi} H \cdot C_{2r} d\varphi \quad (2)$$

и среднее значение КПД будут ниже, чем напор H и КПД, соответствующие данному расходу в равномерных условиях потока. Причем, чем больше неравномерность потока (амплитуда изменения расходной скорости C_{2r}) по окружности, тем более существенно понижается КПД.

Для равномерного потока напорная характеристика вентилятора или компрессора при дозвуковых скоростях $M_{u2} \leq 0,6$ описывается квадратичной параболой [8]:

$$H = aQ^2 + bQ + c. \quad (3)$$

При синусоидальном изменении по окружности колеса расходной скорости через вентилятор C_{2r} или в случае, когда окружная неравномерность расходной скорости может быть представлена как сумма синусоид, интегрирование уравнений (1), (2) с учетом (3) дает средние значения объемного расхода и действительного напора:

$$Q_{cp} = Q; \quad (4)$$

$$H_{cp} = aQ_{cp}^2 + 1,5a\Delta Q^2 + bQ_{cp} + \frac{0,5b\Delta Q^2}{Q_{cp}} + c, \quad (5)$$

где Q – объемный расход воздуха через вентилятор в равномерном потоке; $\Delta Q = \Delta C_{2r} Q_{cp} / C_{2rcp}$ – амплитуда колебания расхода на характеристике вентилятора, определяемая по амплитуде колебания расходной скорости за колесом по его окружности.

Вычитая из формулы (3) уравнение (5), получим зависимость снижения действительного напора от

расхода Q и от амплитуды $\Delta Q \sim \Delta C_{2r}$:

$$\Delta H = - \left(1,5a\Delta Q^2 + \frac{0,5b\Delta Q^2}{Q} \right). \quad (6)$$

Согласно обобщенным статистическим данным для широкого класса центробежных компрессоров, к которому можно отнести и исследуемый вентилятор, действительная напорная характеристика описывается уравнением [2, 8]:

$$\bar{H} = -0,3\bar{Q}^2 + (\bar{H}_0 - 0,15)\bar{Q} + 0,45, \quad (7)$$

где $\bar{Q} = Q/Q_0 = 1,3$ – относительное смещение расхода Q от его оптимального значения Q_0 при испытаниях вентилятора с ребрами в улитке; $\bar{H}_0 = \bar{H}_{T0} \cdot \eta_{\max}$ – оптимальное значение коэффициента действительного напора, соответствующее максимуму КПД – $\eta_{\max}$. При этом характеристика теоретического напора, согласно обобщенным данным [8], имеет вид:

$$\bar{H}_T = 0,95 + (\bar{H}_{T0} - 0,95)\bar{Q}, \quad (8)$$

а поэтому характеристика КПД вентилятора может быть представлена уравнением:

$$\eta = \frac{-0,3\bar{Q}^2 + (\bar{H}_{T0}\eta_{\max} - 0,15)\bar{Q} + 0,45}{0,95 + (\bar{H}_{T0} - 0,95)\bar{Q}}. \quad (9)$$

Здесь коэффициент теоретического напора $\bar{H}_{T0} = \mu_0 (1 - \bar{Q}_0 \text{ctg} \beta_{2,l}) - \varphi (D_{1cp} / D_2)^2 = 0,635$, где $\mu_0 = 0,83$ – коэффициент мощности вентилятора, рассчитанный по формуле Г.Ф. Проскуры [9]; $\varphi = 0,05$ – коэффициент закрутки потока на входе.

При оптимальном значении коэффициента теоретического напора $\bar{H}_{T0} = 0,635$ его значение на режиме испытания: $\bar{Q} = 1,3$ ($\bar{Q} = 0,26$), рассчитанное по формуле (8), составляет: $\bar{H}_{Tрасч} = 0,541$. Рассчитанная при этом величина КПД по опытному значению действительного напора $\bar{H}_{on} = 0,18$ составляет $\eta_{расч} = 0,18 / 0,541 = 0,333$, что с точностью до 1% совпало с опытным значением $\eta_{on} = 0,33$ (рис. 2).

Воспользовавшись формулой (7) для определения оптимального значения коэффициента действительного напора $\bar{H}_0$ по опытному значению $\bar{H}_{on} = 0,18$ при коэффициенте расхода $\bar{Q} = 0,26$ ($\bar{Q} = 1,3$), получим $\bar{H}_0 = 0,332$. При этом ожидаемое значение максимального КПД составит: $\eta_{\max} = \bar{H}_0 / \bar{H}_{T0} = 0,332 / 0,635 = 0,524$, что значительно меньше значения КПД вентилятора в равномерных условиях потока $\eta_{\max} = 0,7$. В этой связи представляет интерес оценка уровня оставшейся неравномерности потока в вентиляторе после установки двух направляющих ребер в выходную улитку (рис. 1).

Учитывая то, что характеристика теоретического напора (8) представляет собой прямолинейную зависимость от расхода, то при синусоидальном характере неравномерности потока, когда $Q_{cp} = Q$, среднее значение теоретического напора по модели "параллельной работы компрессоров" [7] будет равно значению теоретического напора при соответствующем расходе в равномерных условиях. Следовательно, снижение КПД за счет неравномерности потока будет характеризоваться только уменьшением числителя в уравнении (9) или выражением (6) и в общем случае представляется зависимостью:

$$\Delta \eta(\Delta Q, Q) = \frac{\Delta H(\Delta Q, Q)}{H_T(Q)} = - \frac{1,5a\Delta Q^2 + 0,5b\Delta Q^2/Q}{A - BQ}. \quad (10)$$

Эта зависимость согласно обобщенным данным [8] преобразуется к виду:

$$\Delta \eta = \frac{0,45\bar{\Delta Q}^2\bar{Q}^2 - 0,5(\bar{H}_{T0}\eta_{\max} - 0,15)\bar{\Delta Q}^2\bar{Q}}{0,95 - (0,95 - \bar{H}_{T0})\bar{Q}}, \quad (11)$$

где $\bar{\Delta Q} = \Delta Q/Q = \Delta C_{2r}/C_{2rcp}$ – относительная амплитуда колебания расходной скорости вследствие окружной неравномерности потока. Проверка данной зависимости по испытаниям центробежного вентилятора с ребрами в выходной улитке (рис. 2) подтвердила удовлетворительную ее точность в исследованном диапазоне характеристики при наличии окружной неравномерности потока с относи-

тельной амплитудой $\bar{\Delta Q} \approx 56\%$. Вычисления показывают, что действительная напорная характеристика вентилятора, рассчитанная по обобщенным данным (7) для равномерных условий течения, при неизменной характеристике теоретического напора (8) и КПД $\eta_{\max} = 0,7$ имеет оптимальный напор $\bar{H}_0 = 0,444$, а также действительный напор на режиме $\tilde{Q} = 1,3$ ($\bar{Q} = 0,26$): $\bar{H} = 0,325$ и КПД $\eta = 0,325/0,541 = 0,59$ вместо $\bar{H} = 0,18$ и $\eta = 0,33$ при окружной неравномерности потока согласно опытным испытаниям и расчетам по изложенной выше методике.

Заключение

Таким образом, показано относительное понижение КПД вентилятора в зависимости от расхода и окружной неравномерности потока. Подтверждена возможность выравнивания неравномерности путем размещения в выходной улитке направляющих пластин (ребер).

Предложенная методика по определению влияния окружной неравномерности потока на характеристики центробежного вентилятора, построенная на модели "параллельной работы компрессоров" и с использованием методики расчета этих характеристик по полуэмпирическим выражениям, позволила обеспечить высокую точность расчета. Обнаружено значительное влияние компоновочной схемы вентилятора на его характеристики из-за возможной неравномерности потока. Установка направляющих пластин в выходной спиральной улитке ослабляет такое влияние, но не устраняет неравномерность полностью.

Литература

1. Аэродинамическое совершенствование входных патрубков центробежных компрессоров с боковым подводом / Н.Н. Алексейчук, Ю.А. Анимов, В.П. Герасименко, Л.И. Стремоухов // *Авиационно-*

космическая техника и технология. – 2005. – № 8/24. – С. 102-106.

2. Герасименко В.П., Рязанцев Н.К., Анимов Ю.А. Влияние неравномерности потока на входе на работу центробежного компрессора // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2003. – № 41/6. – С. 18-22.

3. Влияние искажения потока на входе на рабочие характеристики центробежного компрессора / Арига, Касаи, Масуда, Витанабе // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.* – 1983. – Т. 105, № 2. – С. 10. (анн.)

4. Столярский М.Т. Работа центробежной компрессорной ступени в условиях неравномерного потока на входе // *Изв. вузов. Энергетика.* – 1960. – № 3. – С. 134-142.

5. Центробежные вентиляторы / Под ред. Т.С. Соломаховой. – М.: Машиностроение, 1975. – 416 с.

6. Соломахова Т.С. Об оптимальной ширине рабочего колеса центробежного вентилятора // *Промышленная аэродинамика.* – М.: Машиностроение. – 1973. – Вып. 29. – С. 137-155.

7. Маззави. Расчетная модель проточной части компрессора в виде нескольких параллельных секций для учета влияния окружной неравномерности потока // *Тр. амер. общ. инж.-мех. Сер.: Энергетические машины и установки.* – 1977. – Т. 99, № 3. – С. 203-213.

8. Герасименко В.П., Анимов Ю.А., Нурмухаметов Т.М. Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2003. – № 37/2. – С. 65-69.

9. О коэффициенте мощности многоярусного рабочего колеса центробежного компрессора / В.П. Герасименко, Н.К. Рязанцев, Ю.А. Анимов, В.В. Белоус // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2001. – Вип. 26. – С. 75-78.

Поступила в редакцию 20.05.2008

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

УДК 004.4:621.45.018

Ю.А. ЯКОВЛЕВ, А.Г. ФРЕНКЕЛЬ, В.А. АЛЕКСАНДРОВ, М.Я. БРАЖЕНКОВА*ГП “Ивченко-Прогресс”, Запорожье, Украина*

РАЗРАБОТКА И СОПРОВОЖДЕНИЕ ПАКЕТА ПРОГРАММ ДЛЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИСПЫТАНИЙ ОБЪЕКТОВ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассмотрено внедрение и использование пакета программ, которые позволяют быстро и точно получить измеренные данные и выполнить подготовку данных для генерации сигналов, математическую обработку в процессе мониторинга, регистрацию данных и отображения на экране монитора. Предложенный пакет программ позволяет оперативно и наглядно проводить испытание, получать печатные документы в виде протоколов и графиков, а также данный пакет программ позволил инженеру-испытателю сократить продолжительность эксперимента и сэкономить дорогостоящие ресурсы.

измерительно-вычислительный комплекс, пакет программ, измерительное оборудование, бумажный документ, данные в электронном виде, мониторинг, программное обеспечение

Введение

Известно, что при создании образцов новой техники более 70% времени и средств затрачивается на экспериментальное испытание и доводку опытных образцов. Поэтому автоматизация экспериментально-доводочных испытаний на базе использования измерительно-вычислительного комплекса (ИВК) является одним из эффективных средств сокращения сроков и затрат на создание образцов новой техники. Для сокращения времени отладки и повышение эффективности ИВК MIC-400D было использовано программное обеспечение (ПО) «Recorder», которое производит управление аппаратными ресурсами комплекса, выполняет получение измеряемых данных и подготовку данных для генерации сигналов, обработку, регистрацию данных и отображение на экране монитора.

Формулирование проблемы. Дороговизна ресурсов и стремление повысить эффективность и быстродействие испытаний объектов авиадвигателей послужили толчком к принятию решения о разработке пакета программ, имеющих возможности математической обработки и быстрого отображения измеряемых и расчетных данных на экран монитора во время испытания в режиме мониторинга, что позволяет плодотворно провести испытание инженеру-испытателю, а

также оперативно получить результаты испытания для дальнейшего исследования.

Цель разработки – получение пакета программ, предназначенных для проведения испытаний и решающих следующие задачи: обработки измеряемых данных в режиме реального времени; отображения измеряемых и расчетных данных в различных формулярах; формирование отчетов и графиков; информационный обмен с удаленными станциями; контроль или мониторинг измеряемых данных. Пакет программ должен был иметь простой и доступный интерфейс, высокую производительность, возможность управления доступом к ресурсам для различных пользователей.

1. Реализация проекта

Для достижения поставленных целей были получены методики обработки температурных полей газа в выходном сечении камеры сгорания (КС) и определения потерь полного давления на жаровой трубе КС. Был приобретен ИВК и сформирована рабочая группа. В результате был разработан алгоритм проведения испытания, состоящий из объекта, измерительной части (схема типового процесса измерения отображена на рис. 1) и пакета программ.

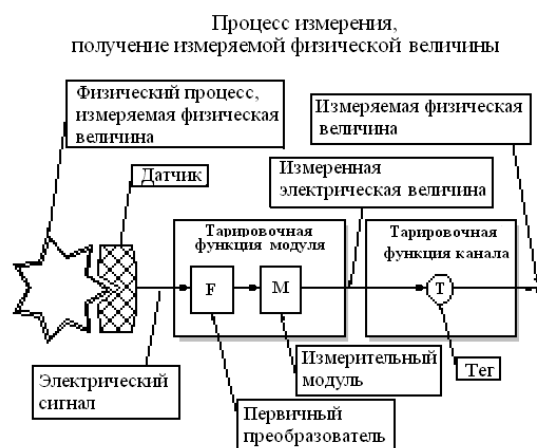


Рис. 1. Упрощенная схема процесса измерения

Пакет программ состоит из четырех основных функциональных блоков. Это блоки: 1) блок драйверов, позволяющий производить управление и обмен данными с аппаратными устройствами; 2) блок управления, служащий для координации работы всех блоков, для чтения и записи настройки и тестирования аппаратных устройств; 3) блок тегов, представляющий собой группу именованных буферов для хранения измеренных и обработанных данных; 4) блок модулей plug-in'ов, предназначенный для управления библиотеками дополнительных функций.

Блочная структура программы позволяет разрабатывать и отлаживать ее по частям, отдельными блоками – программными модулями, наращивать функциональность отдельных блоков, модернизировать, дорабатывать их, не затрагивая другие. Так при помощи отдельных модулей были запрограммированы методики обработки температурных полей и определения потерь полного давления.

2. Режим работы

Программное обеспечение в процессе работы присутствует в одном из следующих режимов. Режим «Готовность», или «Останов». Этот режим устанавливается сразу после запуска приложения или после входа из любого другого режима. Режим «Измерение». В этом режиме выполняется сбор измеряемых данных, обработка и их отображение. Режим «Запись», или

«Регистрация». В этом режиме выполняется сбор измеряемых данных, отображение и сохранение в файлы. Режим «Настройка». В этом режиме производится изменение настройки ПО «Recorder». Изменение настройки выполняется при помощи диалогов самого ПО «Recorder». Смена режимов работы выполняется по команде оператора, либо по команде инженера – испытателя, либо по запросу программного модуля (например, аварийное завершение).

По желанию заказчика были созданы формуляры отображения информации для наглядности и удобства проведения испытания (рис. 2 – 5).

А. Отсек форсированной камеры сгорания

Температура газа в каждой точке гребенки в горячей и холодной зонах

сечение №1				сечение №2			
t _{г1.1}	483	t _{х1.1}	488	t _{г2.1}	414	t _{х2.1}	411
t _{г1.2}	485	t _{х1.2}	487	t _{г2.2}	419	t _{х2.2}	414
t _{г1.3}	501	t _{х1.3}	485	t _{г2.3}	418	t _{х2.3}	414
t _{г1.4}	482	t _{х1.4}	488	t _{г2.4}	412	t _{х2.4}	414
T _{г1.ср}	0	T _{х1.ср}	0	T _{г2.ср}	0	T _{х2.ср}	0
T _{г1}	0	T _{х1}	0	T _{г2}	0	T _{х2}	0

сечение №3				сечение №4			
t _{г3.1}	0	t _{х3.1}	0	t _{г4.1}	0	t _{х4.1}	0
t _{г3.2}	0	t _{х3.2}	0	t _{г4.2}	0	t _{х4.2}	0
t _{г3.3}	0	t _{х3.3}	0	t _{г4.3}	0	t _{х4.3}	0
t _{г3.4}	0	t _{х3.4}	0	t _{г4.4}	0	t _{х4.4}	0
T _{г3.ср}	0	T _{х3.ср}	0	T _{г4.ср}	0	T _{х4.ср}	0
T _{г3}	0	T _{х3}	0	T _{г4}	0	T _{х4}	0

сечение №5			
t _{г5.1}	0	t _{х5.1}	0
t _{г5.2}	0	t _{х5.2}	0
t _{г5.3}	0	t _{х5.3}	0
t _{г5.4}	0	t _{х5.4}	0
T _{г5.ср}	0	T _{х5.ср}	0
T _{г5}	0	T _{х5}	0

Назад
Р в сечении
t в сечении
DP в сечении
Исходные пар.
Расчётные пар.
Пар-ры отсека

Рис. 2. Формуляр отображения температур

А. Отсек форсированной камеры сгорания

Давления газа в каждой точке гребенки в горячей и холодной зонах

сечение №1				сечение №2			
P _{г1.1}	-0.029	P _{х1.1}	-0.022	P _{г2.1}	0	P _{х2.1}	0.000
P _{г1.2}	-0.020	P _{х1.2}	-0.024	P _{г2.2}	0	P _{х2.2}	0.000
P _{г1.3}	0.000	P _{х1.3}	-0.021	P _{г2.3}	0.000	P _{х2.3}	0.000
P _{г1.4}	-0.016	P _{х1.4}	0.000	P _{г2.4}	0.000	P _{х2.4}	0.000
P _{г1.ср}	0.000	P _{х1.ср}	0.000	P _{г2.ср}	0.000	P _{х2.ср}	0.000
P _{г1}	0.000	P _{х1}	0.000	P _{г2}	0.000	P _{х2}	0.000

сечение №3				сечение №4			
P _{г3.1}	0.000	P _{х3.1}	0.000	P _{г4.1}	0.000	P _{х4.1}	0.000
P _{г3.2}	0.000	P _{х3.2}	0.000	P _{г4.2}	0.000	P _{х4.2}	0.000
P _{г3.3}	0.000	P _{х3.3}	0.000	P _{г4.3}	0.000	P _{х4.3}	0.000
P _{г3.4}	0.000	P _{х3.4}	0.000	P _{г4.4}	0.000	P _{х4.4}	0.000
P _{г3.ср}	0.000	P _{х3.ср}	0.000	P _{г4.ср}	0.000	P _{х4.ср}	0.000
P _{г3}	0.000	P _{х3}	0.000	P _{г4}	0.000	P _{х4}	0.000

сечение №5			
P _{г5.1}	0.000	P _{х5.1}	0.000
P _{г5.2}	0.000	P _{х5.2}	0.000
P _{г5.3}	0.000	P _{х5.3}	0.000
P _{г5.4}	0.000	P _{х5.4}	0.000
P _{г5.ср}	0.000	P _{х5.ср}	0.000
P _{г5}	0.000	P _{х5}	0.000

Назад
Р в сечении
t в сечении
DP в сечении
Исходные пар.
Расчётные пар.
Пар-ры отсека

Рис. 3. Формуляр отображения давлений

На рис. 2 и 3 изображены формуляры отображения температур и давлений в каждой гребенки в горячей и холодной зонах. Испытатель во время испытания может увидеть, какая точка и в какой зоне вышла из строя. Не останавливая эксперимен-

та, он может их отключить, как показано на рисунках – это экономит время и ресурсы. На каждом формуляре есть кнопки, при нажатии которых открывается соответствующий формуляр отображения данных.

Рис. 4. Формуляр исходных данных

Рис. 5. Основной формуляр

Для подготовки к испытанию, инженер-испытатель выбирает формуляр исходных данных, где выбирает: признак установки; признак двигателя; признак обработки поля; тип термопары; признак испытания и т.д. (рис. 4). А для проведения испытания выбирается основной формуляр отображения данных (рис. 5), где отображены измеренные и расчетные параметры, по которым инженер-испытатель выходит на режим.

Все режимы испытания записываются в текстовые файлы. Сколько режимов, столько файлов. Это предусмотрено для удобства и быстроты обработки измеренных данных после испытания.

Представление текстовой информации выполнено с учетом всех пожеланий заказчика в виде протоколов (33 протокола), которые можно создать при нажатии кнопки [Протоколы], не выходя из программы, что

также экономит время. Протоколы создаются в виде текстовых документов, которые можно распечатать на любом принтере или отдать заказчику на внешнем носителе (дискете или флэшке).

Графическое отображение выполняется разработанным научно-производственным предприятием «Мера» ПО «WinPos» совместно с ПО «Recorder». Пакет программ написан в среде программирования C++ Builder в ОС Windows'2000 [1] с учетом совместимости с ПО «Recorder».

Выводы

Благодаря используемому ИВК и возможностям разработанного программного пакета уменьшились затраты на подготовку и проведение испытаний опытных образцов КС. Значительно сократилась доля ручного труда при испытании, т.к. раньше испытатели в ручную вели протоколы эксперимента – записывали показания с приборов. Возможность наглядно следить за испытанием, а также возможность вычисления режимных параметров в процессе мониторинга позволила инженеру-испытателю сократить время выхода на режим, сэкономив дорогостоящие ресурсы и время эксперимента.

С помощью описанного пакета программ уже проведено несколько экспериментальных испытаний по доводке форсажной камеры сгорания, что подтвердило экономичность, эффективность и быстроедействие проведения работ с использованием ИВК и разработанного программного пакета.

Литература

1. Холингворт Д., Сворт Б., Кэшмен М., Густавсон П. Borland C++ Builder 6. Руководство разработчика. – М.: Вильямс, 2004.. – 976 с.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

УДК 628.84:626.02

E.I. TRUSHLIAKOV, A.A. ZUBAREV

National University Of Shipbuilding, Ukraine

FORECASTING OF LIFE SUPPORT SYSTEMS OPERATION EFFICIENCY FOR ECOLOGICALLY CLOSED MAN-MADE ENVIRONMENT

The problem of spaceflight and manned submersibles life-support systems (LSS) guaranteeing safety and serviceability for a crew during long self-sustaining period modelling on the basis of phenomenological models is discussed in the paper. The analysis of traditional reliability research methods and construction of processes quality criteria has shown their insufficiency for an estimation of life-support systems. The main goal of the paper is to illustrate a method of improving safety and effectiveness of the crew by providing greater habitability. The developed methodological approaches to designing and to operation efficiency forecasting life support systems allow us to increase safety and comfort of the crew in extreme conditions.

safety, reliability, forecasting, life-support systems, closed man-made environment, habitability, phenomenological modelling

Introduction

Evaluating of life-support systems reliability and forecasting their functional condition is one of the major problems of designing ecologically closed environment for manned submersibles and spaceflight. The attention to the problem can be explained by functions which are carried out by the systems and first of all the creation and maintenance of safe and comfort parameters of inside atmosphere. For example, failures of gas supply, regeneration, air conditioning and ventilation subsystems of manned submersible compel a crew for emergency emersions, and violation in the work of automatics (air/gas mixture parameters disadjusting, control elements failures, controllers detuning, etc.) may have latent influence on crew members.

The methodological base is necessary for the purpose of forecasting functional condition and efficiency estimation of life-support systems. Now there is no integral methodology and the mathematical base for an exact all-round estimation of LSS stability and forecasting of their functional condition. The models offered by different authors [1 – 5] do not always allow us to solve the task set. The full description of transfer processes of energy, mass, impulses is difficult, that's why the principle of decomposition of the system preserving the

maximum number of inner connections between LSS subsystems is used. In a static condition such an approach provides correct results. However taking into consideration the complex interrelations and inter influence between the various subsystems of LSS, it is possible to assume the use limitation of the decomposition principle at solving the problem of forecasting the functional condition and optimization in dynamic models of LSS.

The absence of direct dependences by unequivocal definition of LSS reliability parameters leads to the necessity of the use of the developed phenomenological models of their empirical values which are developed in an iterative way, for example, expert estimations and analytical calculations based on Quirk's method [2, 5, 6].

One of the possible approaches for the tasks solving of structural synthesis, forecasting the operational condition of LSS and the analyses of constructive and technological parameters stability is the usage of dissipative function and integrated parameter of reliability.

Main section

Traditionally the technical system efficiency criterion K should reflect a ratio between the result (effect) W and expenses C on its achievement and represent a function like $k = k(W, C)$ [2, 5]. It's possible to reject

the reduction of different time parameter of useful effect W and expenses C to the common time moment at the expense of LSS should not change essentially their parameters during autonomy.

Estimating LSS efficiency there may be confusion between the concept of useful effect and the performance of a functional task. For LSS the functional task is in maintaining the given parameters or changing them according to the required program set in ecologically closed environment. The physical content of this task solving for manned submersibles is disclosed in bringing in or removal of a certain amount of a heat/cold for compensation of thermal losses/inflows, provision of a certain breathing gas mixture and/or oxygen quantity and removal of CO_2 , other harmful impurity for maintaining the required breathing gas pressure and structure. Simple reference of expenses to system heat productivity, breathing gas, oxygen and CO_2 absorbent consumption, will limit the frameworks of decision making. In this connection the concept of useful effect at the given function of system – maintenance (or change) atmosphere parameters in manned ecologically closed environment – should be expanded by a number of parameters – reliability, safety, a level of comfort (indoor quality), etc.

Thus, the useful effect is unequivocally defined by a vector or vector set:

$$W = (X_1, X_2, X_3 \dots X_n), \quad (1)$$

where $X_1, X_2, \dots, X_n$ - parameters of useful effect.

$$W \in P, \quad (2)$$

where P is combination set of parameters determined by technical requirements.

According to the recommendations [3, 6] the complex criteria of LSS efficiency can be presented in the multiplicative form:

$$k_{ef} = \prod_{i=1}^n (Y_i)^{\beta_i}, \quad (3)$$

where Y_i – the particular parameter of LSS efficiency;

β_i – the factor of importance of i -parameter,

$$\sum \beta_i = 1. \quad (4)$$

The factor of importance β_i represents the weighting of the i -parameter against other parameters. The factors of importance are defined by various methods: limiting and rating values of parameters, with the help of regressive equations and also an expert method.

For the reflection of the level of LSS conformity on the maintenance of comfort and safe conditions required in manned submersibles closed living compartments the following criterion is offered:

$$k_{ef} = \frac{p(\tau)^{\beta_1} \omega(\tau)^{\beta_2} \psi(\tau)^{\beta_3}}{M} \rightarrow \max, \quad (5)$$

where $p(\tau)$ – probability factor of non-failure operation of life support system;

$\omega(\tau)$ – probability factor of atmosphere characteristics maintenance in the required range of safety parameters;

$\psi(\tau)$ – probability factor of required distribution of environment parameters maintenance inside closed living compartments or pressures chambers;

M – LSS mass.

Depending on the concrete conditions of a comparative analysis it is possible to use the various simplified or modernized forms of the suggested formula.

One of the major and at the same time most complex question at forecasting LSS functional condition is determination of its reliability parameters. The limiting failure rate $[\lambda_c(\tau)]_{per}$ or allowable value of probability factor of non-failure operation $[p_c(\tau)]_{per}$ as functions $\lambda_c = \lambda_c(\tau)$ and $p_c = p_c(\tau)$ should be given in specifications of the developing product. Values λ_c and p_c may be given numerically for necessary autonomy of life support system. Predicting a LSS functional condition, it is necessary to provide the required conditions of reliability, i.e. to design such a system, at which $\lambda_c < [\lambda_c(\tau)]_{per}$ or $p_c > [p_c(\tau)]_{per}$ during all the

self-sustaining period. Usually the value λ_c for prospective time of operation should be put on the diagram. The calculated curves $\lambda(\tau)$ of suggested LSS variants should be put on the same diagram. And it could be seen from the diagram what kind of system satisfies required reliability condition.

If the design with the required reliability may not be carried out by elementary methods because of any limiting factors (dimensions, mass, volume, cost, i.e.), the reservation is used to maintain the required reliability level. Analyzing life support system on the basis of its functional condition forecasting models preventive steps for neutralization of destabilizing factors are developed. It is carried out in two ways: Protection from destabilizing factors, the creation of the elements, capable of normal functioning at critical loadings on the system; Abatement of destabilizing factors themselves.

A statistically normal distribution $\lambda(\tau)$ is typical for units and aggregates, the failure of which occurs due to deterioration, friction, action of corrosion and erosive processes. An exponential distribution takes place in cases with prevailing sudden failures, and the influence of deterioration and ageing of units and details is insignificant.

It is possible to distinguish as the main forecasting LSS functional condition factors (the maintenance of which parameters directly influences serviceability and health of crew members) probability factor $p_r(\tau)$ of providing the crew with required comfort conditions and probability factor $p_s(\tau)$ to secure life saving conditions for crew members in closed living compartment. The fulfillment of the following conditions is necessary:

$$p_r(\tau) \geq [p_r(\tau)]_{per} \text{ and } p_s(\tau) \geq [p_s(\tau)]_{per}, \quad (6)$$

where $[p_r(\tau)]_{per}$ – minimally allowable probability factor of required comfort conditions maintenance for the period of LSS autonomy τ ;

$[p_s(\tau)]_{per}$ – minimally accepted probability factor of

safe conditions maintenance for LSS operating period.

The calculation of values $p_r(\tau)$ and $p_s(\tau)$ are calculated on the basis of structurally functional schemes of reliability. All LSS elements are divided into two groups according to failure consequences: the elements with accepted failures or those which result in an output of dependent internal parameters of atmosphere and lead to the discomfort of crew members; and the elements with non-accepted failures or such which result in an output of parameters beyond the limits safe for the life of crew members. For defining $p_r(\tau)$ into the structural-functional reliability scheme, two groups of elements and those reserve units which may provide the required conditions in case of failures of basic elements are included. For defining $p_s(\tau)$ into the structural-functional scheme, a group of elements with non-accepted failures and all reserve and emergency units which may provide safe conditions for crew members life, are included.

With the help of structural-functional schemes the equations for definition $p_r(\tau)$ and $p_s(\tau)$ are made taking into account all the required on LSS restrictions.

In table 1 some results of the calculations based on a suggested method are presented. Thus for defining $p_r(\tau)$ the time τ_r of LSS autonomy was assumed to be 1000 hours, and for calculations $p_s(\tau)$ $\tau_s = 250$ hours. Reliability of heat supply subsystems was assumed to be identical and it was not taken into account.

According to the probability of non-failure operation $p(\tau)$ it is possible to judge the potential of dissipative function for LSS, and according to its change – the expenditure of this potential.

As there is insufficient information for determining probability of non-failure operation during the development of prospective units for forecasting a LSS functional condition it is proposed to replace $p_r(\tau)$ and $p_s(\tau)$ for Quirk's indexes of reliability IR^k [5].

Table 1
Reliability Characteristics of LSS Elements

LSS Elements	Failure rate, $\lambda \cdot 10^6, \text{h}^{-1}$	Required probability for maintenance of habitability, $p_r(\tau)$	Probability of maintaining safe conditions, $p_s(\tau)$
CO ₂ scrubber	0,1	0,9999	0,9999
Dehumidifier	1,0	0,9990	0,9997
Cooler-heater	1,0	0,9990	0,9997
Recuperative heat exchanger	1,2	0,9988	0,9997
Circulative Blower	22,2	0,978	0,9945
Absorber	0,1	0,9990	0,9999
Magnetic gas valve	6,7	0,9933	0,9983
Magnetic water valve	0,11	0,9998	0,9998
Regulative valve	9,32	0,9907	0,9977
Temperature and humidity control valve	10,95	0,9891	0,9973
Fan (indoor unit)	62,0	0,9399	0,9846

A traditional Quirk's method is not appropriate for the reliability analysis of compound units, but only for separate elements. That's why it was modified with the purpose to apply it at the reliability analysis of LSS complex, including both sequential and parallel functional connections. All the LSS elements should operate properly for the normal operation of the system with sequential functional connections. Therefore, according to the reliability theory, parameter IR^k for sequential systems is defined as follows:

$$IR^k = \prod_{i=1}^n (IR^k)_i. \quad (7)$$

The failure of all the elements of the system is necessary for the failure of the whole system with parallel functional connections. Therefore, according to the theory of reliability, parameter IR^k for parallel systems is defined as follows:

$$IR^k = 1 - \left[\prod_{i=1}^n \left(1 - (IR^k)_i \right) \right]. \quad (8)$$

To define the numerical values of Quirk's reliability indexes the following recommendations are offered: $IR^k = 0,999$ – for a case of the greatest reliability of LSS elements; $IR^k = 0,990 \dots 0,980$ – for a case of average reliability of LSS elements; $IR^k = 0,900$ – for a case of the least reliability of LSS elements.

For defining the reliability index IR for a life support system consisting of n elements, having their own indexes of reliability $(IR)_i$, it is possible to use the formula:

$$IR = \frac{\sum_{i=1}^N (IR)_i}{n}. \quad (9)$$

Then the criterion to be used for forecasting the LSS functional condition, which takes into account as an example the characteristics of mass, will look like:

$$k_{ef} = \frac{1}{M} k_s \sum_{i=1}^N (IR)_i / N \rightarrow \max, \quad (10)$$

where k_s – the factor of safety accepting value from 0 up to 1 according to the consequences of unit failure;

$(IR)_i$ – reliability index of i -element;

k_s takes into account an estimation of safety B_i of the concrete unit or subsystem in points, and the general limit number of points of safety B :

$$k_s = B_i / B. \quad (11)$$

To define k_s it is possible to accept in general the following estimations in points: 1 – the failure of an element conducting to deterioration of breathing gas mixture composition (for example, allocation of smoke, other caustic substances), that requires individual emergency protection and possible crew evacuation; 2 – the allocation of undesirable gases and aerosols which should be absorbed by special regeneration units and which sharply increase loading on them; infringement of thermal balance and increase of loadings on LSS heat

exchange equipment owing to failure of conditioning unit, etc.; 3 – do not influence the composition and parameters of breathing gas and crew comfort. Thus, at the absence of influence on composition and parameters of breathing gas mixture $k_s = 1$ at the being of accepted $B = 3$.

In some cases it is possible to simplify the being of k_{ef} replacing k_s by the coefficient of failures:

$$k_f = n_k / \sum n_i, \quad (12)$$

where n_k – quantity of failures on examined units (sub-systems);

$\sum n_i$ – total number LSS elements failures.

A dissipative function (i.e. function describing irreversible processes) is offered for the correct estimation of life support systems stability and the analysis of ways for formation and functioning of existential structures [7].

The delimitation of stability of the stationary condition will be carried out by a method of step-by-step casual influences of time and space in a range $\pm 10\%$ from stationary values. Stable LSS operation is characterized by the negative value of a dissipative function. The prevalence of local areas with negative function characterizes the ability of the system to be self-organizing. The positive value of a dissipative function means instability of a LSS, infringement of hierarchical connections, and needs for the revision of models or analyses methods.

Conclusion

Updating of phenomenological models of life support systems according to the described methods

enables us to improve the methodological base for the development of fundamentals of life support systems design, to develop the specification method for optimum parameters of life support systems based on the deduced criteria at the working ranges of internal and external environmental parameters, to research the stability of optimum parameters and to forecast a life support system functional condition after a certain time of its operation.

References

1. Bazovsky. Reliability Theory and Practice. – Dover Publications, 2004. – 304 pp.
2. Брахман Т. Многокритериальность и выбор альтернатив в технике. – М.: Радио и связь, 1984. – 288 с.
3. Burcher, Roy and Rydill, Louis. Concepts in Submarine Design. Cambridge: Cambridge Univ. Press, 1997.
4. Dhillon B.S. Reliability, Quality and Safety for Engineers. – CRC Press, 2004. – 219 pp.
5. Jones J.C. Design Methods. – J. Wiley & Sons – 2nd edition, 1992. – 472pp.
6. O'Connor Patrick. Practical Reliability Engineering. – J. Wiley & Sons, 4th edition, 2002. – 540 pp.
7. Poston T., Stewart I.. Catastrophe Theory and Its Application. – Dover Publications, 1996. – 510 pp.

Поступила в редакцию 29.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Г. Тимошевский, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.9.014

О.М. ШЕЛКОВИЙ¹, В.А. ФАДЕЄВ², Ю.Г. ГУЦАЛЕНКО¹, Є.А. КОСТИГОВ³

¹Національний технічний університет «ХПІ», Харків, Україна

²ДП «Харківський машинобудівний завод ім. Ф.Е. Дзержинського», Харків, Україна

³ВАТ «ХАРВЕРСТ», Харків, Україна

ДОСВІД ЗАСТОСУВАННЯ ІМІТАЦІЙНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ВИРІШЕННІ ЗАДАЧІ МОДЕРНІЗАЦІЇ ВИРОБНИЧИХ ПІДРОЗДІЛІВ АВІАЦІЙНОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

Авіаційна промисловість є одним з напрямків світового промислового виробництва, що динамічно розвивається. Їй властиві такі якості, як мобільність, високі точність і продуктивність, широке використання передових технологій, висока наукоємність і, як наслідок, великі поточні і капітальні витрати. Тому при переході на випуск нових виробів дуже важливо правильно модернізувати технічну, технологічну і організаційну структури виробничого процесу. В статті показаний один з підходів до вирішення цієї задачі на основі імітаційного моделювання організаційно-технологічної структури ділянки механічної обробки деталі ГП 25.380 «Блок циліндрів» на державному підприємстві «Харківський машинобудівний завод імені Ф.Е. Дзержинського».

авіаційна промисловість, структура, ефективність, оптимізація, технологія металообробки, імітаційне моделювання

Вступ

Сьогодні, важко уявити конструкторсько-технологічну підготовку виробництва без програмних засобів автоматизації. Повсюдне впровадження систем автоматизованого проектування дозволило по-новому поглянути на процес проектування і виготовлення виробів.

Самі наукоємні галузі промисловості стали активними користувачами і прихильниками комп'ютерних технологій. Можливість моделювання майбутньої зовнішності виробу, процесу виготовлення оснащення і відробітку технології переросла в потребу.

Об'ємне моделювання. Ідеологія систем об'ємного 3-D моделювання базується на об'ємній моделі об'єкта проектування.

В основі систем об'ємного 3-D моделювання лежать методи побудовиповерхонь на основі плоских і неплоских профілів. У загальному випадку профіль – об'єкт, що описується відрізками, дугами і кривими. Для конструктора профілі – це перетини, види, осьові лінії.

Об'ємне моделювання розвивалося по двох паралельних шляхах. Перший – поверхневе моделювання, другий – твердотільна.

Підготовка виробництва. На практиці об'ємні моделі рідко обробляються за один прохід. В першу чергу проводять чорнову обробку, яка по стратегії формування траєкторії руху інструменту схожа на плоску багаторівневу обробку, з тією лише різницею, що при розрахунках необхідно враховувати об'ємну модель. В результаті виходить ступінчаста поверхня, придатна для подальшої чистової обробки. Чистова обробка, як правило, також буває багато прохідною. Це пов'язано з тим, що для окремих ділянок моделі повинні застосовуватися різні стратегії обробки.

Застосування верстатів із ЧПК, що забезпечують автоматичне виконання обробки металів різанням, деталей будь-якої складної форми, при використанні автоматизованих систем керування технологічними процесами (АСК ТП) дозволяє здійснити комплексну автоматизацію машинобудівного виробництва.

Найбільш складною проблемою, від рішення якої залежить ефективне використання верстатів із ЧПК, є швидка і якісна підготовка керуючих програм (КП). Зі збільшенням масштабів застосування верстатів з ЧПК, розширенням їхніх технологічних можливостей у напрямку багатоінструментальної об'ємної обробки і створенням на цій базі гнучких виробничих систем (ГВС). Підготовка КП стала неможливою без автоматизації цього процесу за допомогою ЕОМ.

Застосування верстатів із ЧПК дозволяє також забезпечити скорочення термінів підготовки виробництва при зміні продукції, що особливо важливо в умовах прискорення науково-технічного прогресу, для швидкого освоєння нових виробів.

Найважливішими задачами економічно-технічних процесів є вивчення методів досягнення максимальної продуктивності праці і найменшої собівартості шляхом встановлень оптимальних умов виробництва. При виборі варіантів технології процесів повинне бути віддана перевага такому варіанту, що забезпечує найбільший ріст продуктивності праці.

Основним завданням проектування організаційно-технологічної структури ГВС є формування сукупності технологічних процесів. Технологічний процес – це система, для якої характерні поняття структури й організації. При розробці ТП ураховують: геометричні характеристики деталей; класифікатор методів обробки й таблиці досягнення якісних характеристик обробки поверхонь, а також обмеження на можливі сполучення послідовностей переходів; можливі варіанти комплексів обробних пристроїв; особливості сполучення виконання (реалізації) безлічі різних ТП на обмеженому комплекті встаткування.

Для отримання підстав модернізації технологічного процесу треба визначити теоретичні значення якостей двох типів виробництва, що передбачає здійснення математичного та програмного моделювання цих виробництв. За допомогою математично-

го моделювання процесу обробки, можна визначити стан цієї системи на будь-якому етапі моделювання, що дозволяє вивести кілька показників якості технологічного процесу обробки – таких як коефіцієнт корисної дії (ККД), енергоспоживання, завантаження, та ін. Тому головним методом модернізації технології обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” є математичне моделювання структури і параметрів системи обробки.

Таким чином, у статі роботі розглянуті наступні питання:

- аналіз діючого виробництва деталі ГП 25.380 – „Блок циліндрів” на ДП ХМЗ „ФЕД” шляхом імітаційної моделювання системи обробки;
- розробка твердотільної моделі деталі і технологічного процесу обробки ГП 25.380 – „Блок циліндрів” для умов автоматизованого виробництва;
- модернізація діючого виробництва деталі ГП 25.380 – „Блок циліндрів” шляхом імітаційної моделювання його структури і параметрів;
- порівняльний аналіз існуючого і модернізованого виробництв, вибір кінцевої схеми обробки.

1. Формулювання проблеми

Деталь ГП 25.380 „Блок циліндрів” (рис. 1) використовується у приводі генератора літаків таких, як АН-140, МІГ-27, СУ-29, та інші, у якості насосу (режим нагнітання) або генератора (режим гальмування) [1].

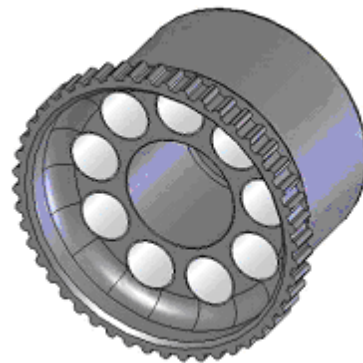


Рис. 1. Деталь ГП 25.380 „Блок циліндрів”

Оцінка технологічності конструкції деталі є важливим етапом технологічної підготовки вироб-

ництва. Конструкція деталі є технологічною, якщо при її виготовленні й експлуатації витрати матеріалу, часу й засобів мінімальні. Оцінка технологічності проводиться якісно й кількісно з розрахунком показників технологічності за ДСТ 14.201 – 83 [5]. Якісна оцінка («добре», «погано») передує кількісній. У всіх випадках аналіз технологічності завершується розрахунком техніко-економічних показників. Деталь ГП 25.380 „Блок циліндрів” відноситься до класу деталей типу диск (діаметр = 61,15 мм більше довжини = 39 мм). Ця деталь є збіркою трьох деталей, які у комплектації одночасно обробляються на останніх стадіях обробки, як одне ціле. Блок циліндрів складається з: блоку циліндрів – 0,174 кг із сталі 7ХГ2ВМФ; дев’ять втулок – 0,0185 кг (кожна), матеріал – Бр.010С2НЗ; пластина – 0,018 кг, матеріал – Бр.010С2НЗ.

Найбільш вагомою та головною деталлю є сам блок, який виконує певну функцію у вузлі, а втулка та пластина виконують роль проміжного матеріалу між взаємно рухомими поверхнями деталей, тобто виконують роль підшипника ковзання, що дає змогу запобігти використанню роликів, або кулькових підшипників, та зменшити вагу агрегату і збільшити його ККД та моторесурс. Цей блок виготовлений із сталі 7ХГ2ВМФ ГОСТ 5950-73.

Заготівкою деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” є круг 65В ГОСТ2590-88, Ø65×6000. Деталь має переважно токарну обробку внутрішніх поверхонь, також має зубчастий вінець, що характеризує наявність зубообробної операції. На задній стінці блоку є дугові пази, які характеризують наявність фрезерної операції.

При визначенні ефективності використання верстатів зі ЧПК вирішуються дві задачі: 1) оптимальний вибір верстата із ЧПК для обробки заданої номенклатури деталей; 2) оптимальний вибір конструкцій деталей для завантаження заданого устаткування – верстатів із ЧПК. Встановлено, що коефіцієнт складності обробки деталі (C) [5] складає:

$$C = (0,02 \cdot 33) \cdot (1,6|_{HH=229-331}) \cdot \left(\frac{41+62}{120} \right) \times \\ \times \left(\frac{1-0,4}{1-1,6} \cdot 0,6 + 0,4 \right) \cdot 1 \cdot \left(\frac{4}{33} \right) \cdot 0,4 = 0,87.$$

Значення коефіцієнту складності обробки деталі 0,87 вказує на те, що деталь не відноситься до типу важкооброблюваних ($C > 1,6$), або нетехнологічних ($C < 0,1$) деталей для умов обробки у ГВС на верстатах із ЧПК. Тому можна зробити висновок: *деталь є повністю технологічною для обробки у ГВС, та відповідає правилу: чим більш складною є конструкція деталі – тим більш, вона технологічна для обробки на верстаті з ЧПК.*

Кожна складова ТП на будь-якому рівні декомпозиції реалізується, в загальному випадку, однієї й тією же процедурою адресації, що полягає у виборі (за принципом неостаточних рішень) уніфікованого рішення, уточненні складу й зв'язків, прийнятих раніше для відповідної складової ТП – аналога, і параметричному налаштуванню.

Тоді ціллю модернізації діючого виробництва деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” на ДП ХМЗ „ФЕД” є підвищення техніко-економічних показників діючого технологічного процесу в умовах неавтоматизованого дрібносерійного виробництва на основі автоматизації окремих технологічних операцій шляхом введення технологічного обладнання високого рівня із програмним керуванням (рис. 2).

2. Розробка імітаційної моделі системи обробки деталі ГП 25.380 – „Блок циліндрів” в умовах діючого виробництва

Вихідними даними для створення імітаційної моделі є: загальні види технологічних модулів; технологія обробки; наладки; керуючі програми робочих модулів; керуюча програма роботи складу. Підготовку вихідних даних, загальні види технологічних модулів, автоматизовано за допомогою наступних CAD/CAM/CAE/ERP – систем: КОМПАС 3D V9; RX SpootLight; SolidWorks, T-FLEX, LCad, ТехноПро; SolidCAM, ProEdit, GPS.

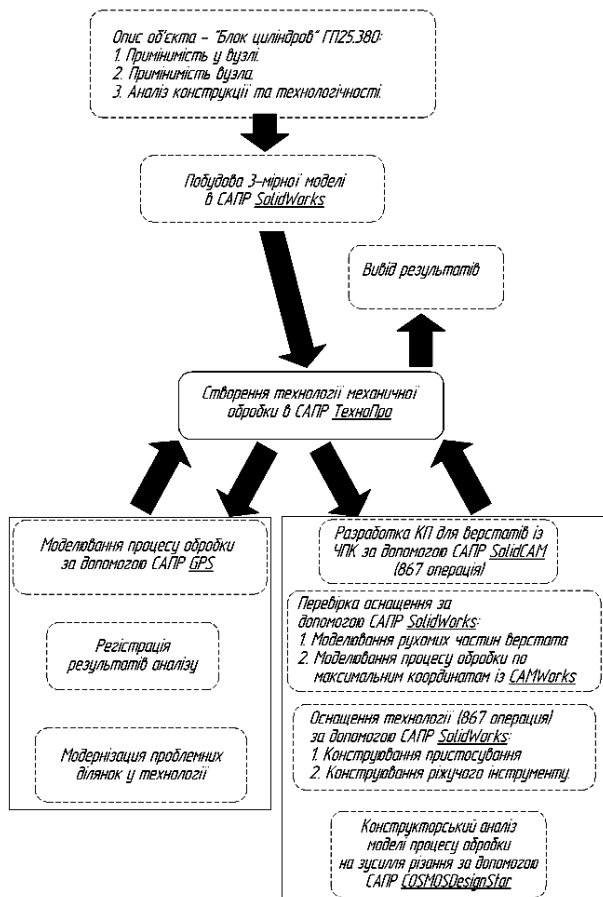


Рис. 2. Схема технологічного процесу

За допомогою RX SpoolLight розпізнається растрова графіка відсканованого зображення головного виду технологічного обладнання, та передається у форматі **dwg** до CAD КОМПАС 3D v.9. За допомогою КОМПАС – 3D V9 здійснені усі необхідні креслення – це установочні креслення технологічного обладнання та схематичне зображення людини, які використовуються у технологічному процесі обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів”. За допомогою цієї ж САПР збережено малюнки у форматі **igs**, що дає змогу зберегти векторну інформацію малюнків (координати початку та кінця ліній на площині XY).

Для системи імітаційного моделювання (СІМ) GPS кореговано файл зображення і приведено його до необхідного вигляду.

Підготовку вихідних даних наладки автоматизовано за допомогою пакетів програм: ТехноПро; MS Word. САПР ТП ТехноПро використовує API-функції MS Word для виведення на печать технологічного процесу у необхідному вигляді – згідно

із ГОСТ 12485-72, тобто це маршрутна карта, операційна карта, та інші. В системних файлах САПР ТехноПро є заздалегідь підготовлені шаблони технологічних карт, до яких виводиться із баз даних КТП (конкретні технологічні процеси) та інформація, яка зберігається у змінних бази. Ці змінні розташовані у відповідних місцях технологічної карти. Розроблено шаблон „Наладка.dot”, який містить ті змінні, які потрібні для розробки наладки у СІМ GPS, а саме: назва операції; код операції; час виконання операції; технологічне обладнання. Після чого файл Наладка.pal перейменовується та надходить до папки [NAL] в директорії [Тест] системних файлів СІМ GPS.

Моделювання роботи ділянки обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” в середовищі СІМ GPS [3] полягає у наступному (рис. 3):

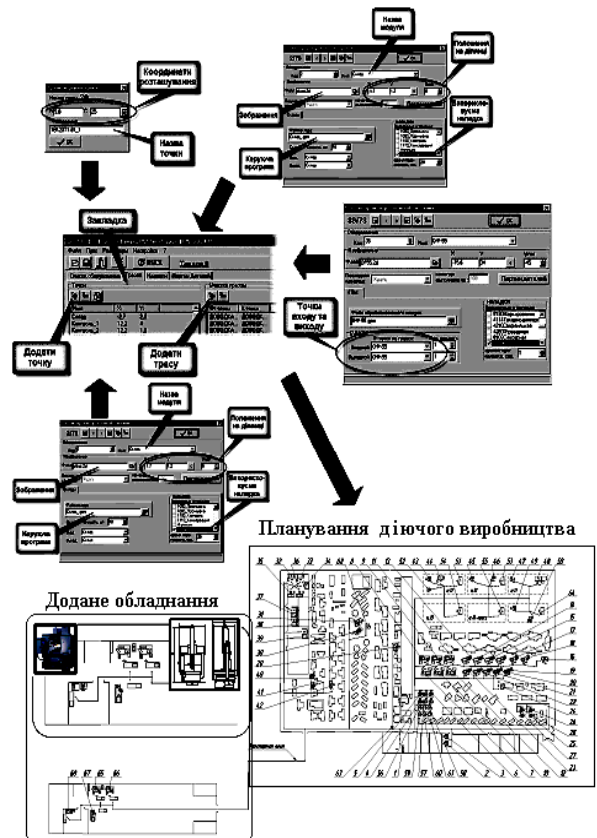


Рис. 3. Моделювання роботи ділянки обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів”

1. Розташування технологічного обладнання на ділянці та присвоєння йому відповідної наладки (рис. 3).

2. Встановлення маршруту руху транспортного засобу (людина з транспортером): реєстрація у CIM GPS транспортного засобу; встановлення точок входу та виходу у робочий модуль; встановлення ділянок траси.

3. У CIM GPS існує три типи технологічних модулів: виробничий модуль, модуль складської системи, транспортний модуль. Тому, з урахуванням цих типів технологічних модулів і потреб обробки, виконується розташування їх на плануванні.

Для автоматизації аналізу та проектування нового ТП застосовано поопераційне моделювання трьохмірної моделі за допомогою CAD SolidWorks, що дає змогу бачити модель на кожній операції, а кінцевий результат цього моделювання – це готова трьохмірна модель деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів”. Поопераційне моделювання полягає в тому, щоб виконувати 3-D моделювання процесу обробки згідно кожної операції, застосовуючи при цьому набір інструментів, які відтворюють формоутворюючі рухи при обробці деталі на верстаті (рис. 4).

Вихідні дані, які залишилось підготувати – це *технологія* виготовлення деталі. Загальний вигляд технології у CIM GPS діючого виробництва зображено на рис. 5.

Імітація системи обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” в умовах діючого виробництва дає змогу оцінити параметри якості технологічного процесу та його економічні показники [4, 7].

Параметри якості ТП передбачають наявність замкнутого кола циклу виробництва та поточність виробництва. До параметрів якості ТП відносять час на виробництво (час, який займає виготовлення деталі на кожній операції у сумі) та графік завантаження обладнання. До економічних показників відносять ККД виробництва, фінансові показники (собівартість деталі в цілому) та енергетичні затрати на виробництво, а також амортизація.

У CIM GPS здійснено процес моделювання роботи ділянки по обробці деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів”. Виходячи з графіку, зображеного на рис. 6 –

завантаження виробничої системи, можна процес обробки поділити на два етапи:

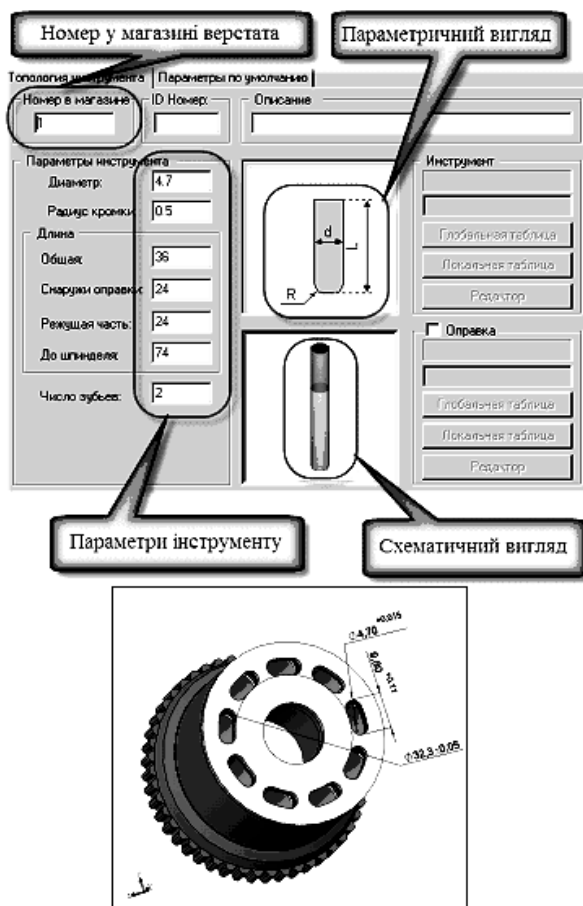


Рис. 4. Поопераційне моделювання

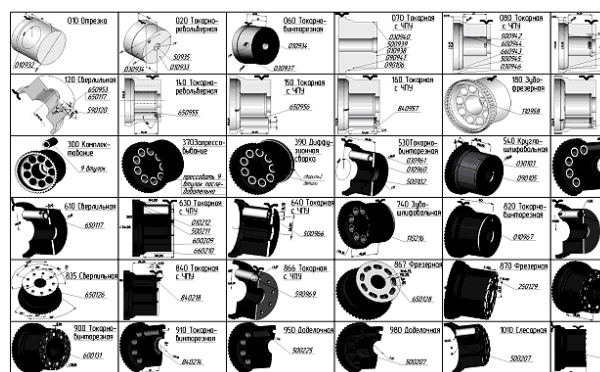


Рис. 5. Загальний вигляд технології у CIM GPS

1. Невстановлений процес – коли виконується розподіл завдань між технологічним обладнанням, цей етап характеризується підвищеним рівнем завантаженості – до 100%.

2. Встановлений процес – коли розподіл завдань відбувся і кожен модуль виробничої системи очікує своєї черги для виконання технологічної операції,

цей етап характеризується середньою завантаженістю виробничої системи, етап триває до кінця циклу обробки деталі.

Графік витрат енергії у виробничій системі (ВС) – є похідним із завантаження ВС. Тут можна виділити три характерних графіка використання енергії виробничими об'єктами у ВС, і графік використання енергії усією ВС в цілому. Цей графік є сумарним значенням усіх користувачів джерела енергії.

Графік використання потужності у виробничій системі, зображений на рис. 6, характеризує середньостатистичне використання потужностей технологічного обладнання. Виходячи з цього графіку можна зробити висновок: технологічне обладнання використовується не на всю потужність, яку воно може видавати. Про це свідчить і графік ККД виробничої системи, зображений на рис. 6.

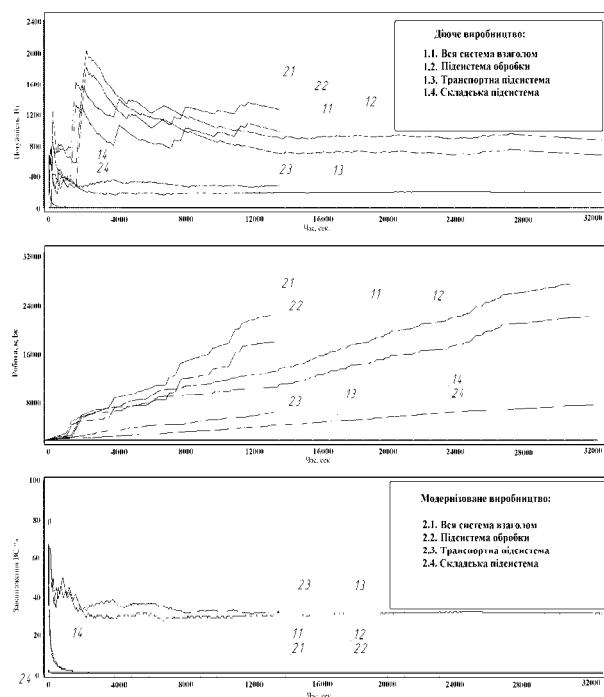


Рис. 6. Графіки використання потужності у виробничій системі

Виходячи з аналізу організаційно-технологічної структури системи обробки деталі запропоновано створення ГВС на базі верстатів із ЧПК, залишивши універсальне технологічне обладнання для чорнових операцій, що дає змогу підвищити техніко-економічні показники виробничої системи.

3. Розробка технологічного процесу обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів”

Згідно із завданням на проектування розробляється модернізований технологічний процес обробки деталі в умовах автоматизованого виробництва (в нашому випадку – деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів”) за базовим технологічним процесом з переводом деяких операцій з універсального технологічного обладнання на верстати більш високого рівня автоматизації:

1. Розробляється узагальнений маршрут обробки групи подібних деталей (УМО).

2. Формується конкретний ТП (КТП) за даними деталі, що обробляється.

3. Обробка деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” у ГВС пов'язана з введенням верстатів з ЧПК нового покоління, які більш мобільні у переналадці та дозволяють приєднуватись до загальної ЕОМ і обмінюватись інформацією з нею. Тому ці верстати можна об'єднати у мережу типу DNC, яка дозволяє на одній ЕОМ розробити керуючу програму для верстату з ЧПК та завантажити її на окремий верстат не зважаючи на те, що кожен різновид верстату має свій пост процесор (який, в загальному випадку, може бути несумісним з пост процесорами інших верстатів) [2].

Найбільш сучасною та розвиненою системою автоматизації підготовки керуючих програм для верстатів з ЧПК є система підготовки керування верстатами з ЧПК (САП) SolidCAM, яка інтегрована із САПР SolidWorks та використовує тривимірні моделі заготовки і деталі.

Це дозволяє скоротити час на підготовку і відпрацювання керуючої програми, адже у цій системі можна випробувати програму руху технологічних частин верстату та виявити ймовірні зіткнення цих частин.

Окрім виявлення зіткнень, вона дозволяє дослідити якість поверхневого слою деталі після обробки та відповідно рекомендувати режими різання (рис. 7).

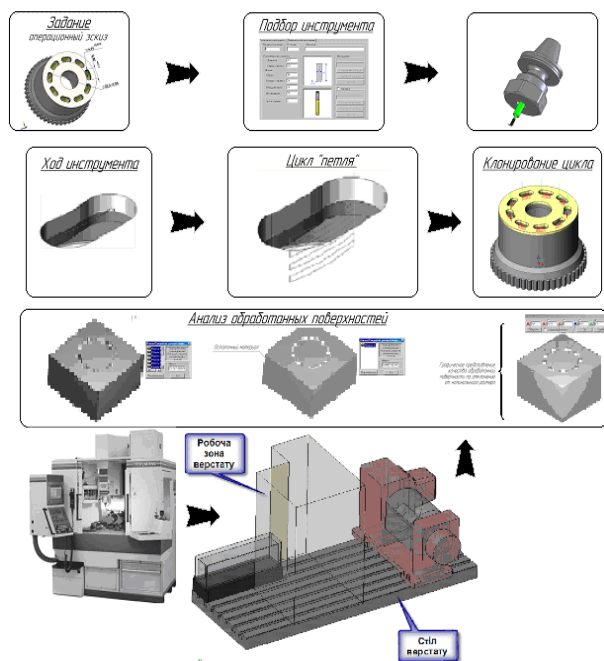


Рис. 7. Система підготовки керування верстатами з ЧПК (CAП) SolidCAM

4. Розробка імітаційної моделі ділянки ГВС для обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” та аналіз ефективності її функціонування

Модернізована система обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” на базі ГВС відповідає наступним вимогам:

- базовими верстатами вибрано: 5-ти координатний фрезерний верстат з ЧПК мод. PICOMAX-60M; – 2 токарних верстата з ЧПК мод. WEILER; контрольно-вимірну машину мод. WENZEL.

- на верстатах PICOMAX-60M і WEILER виконують кінцеву точну обробку, а ряд універсальних верстатів залишені для чорнової обробки та підготовки технологічних баз;

- верстати для чистової обробки виділені в окрему ділянку (рис. 3), що дозволяє реалізувати автоматизацію виробництва в рамках ділянки, не порушуючи структури основного виробництва.

Модернізований ТП (рис. 8) і результати моделювання за ним обробки деталі ГП 25.380 „Блок циліндрів” (рис. 3, 6) дозволили отримати характеристики нової системи обробки та порівняти їхні значення із базовими (табл. 1).

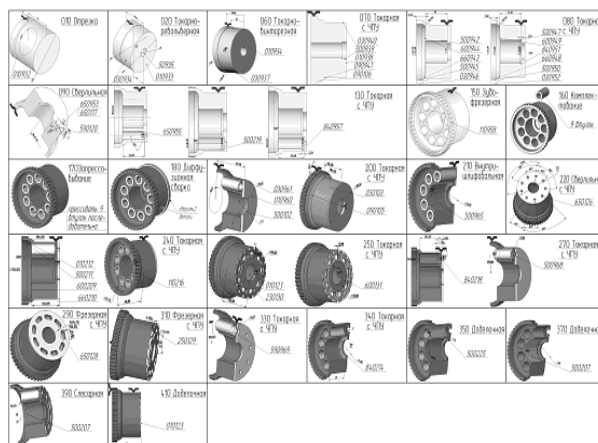


Рис. 8. Модернізований ТП

Таблиця 1

Характеристики системи обробки

№ п/п	Найменування параметра	Значення параметра	
		Базовий ТП	Модернізований ТП
1.	Кількість операцій, шт.	27	40
2.	Кількість переходів, шт.	179	133
3.	Частка основних переходів, %	48,3	67,7
4.	Частка контрольних операцій, %	14,8	27,6
5.	Частка високоточних переходів, %	10,3	11,2
6.	Частка операцій механічної обробки, %	86	70
7.	Кількість одиниць метало-різального устаткування, шт.	19	26
8.	На переході: A _{min} , кДж A _{max} , кДж	981 2154	1100 2350
9.	На операції: A _{min} , кДж A _{max} , кДж	1125 2741	1120 3958
10.	В цілому по маршруту: A, кДж	27845	22145
Характеристики виробничої системи			
11.	На переході: W _{min} , Вт W _{max} , Вт	452 1587	947 2052
12.	На операції: W _{min} , Вт W _{max} , Вт	411 1641	871 1984
13.	В цілому по маршруту: W, Вт	911	1321
14.	На переході: T _{min} , с T _{max} , с	5 187	6 154
15.	На операції: T _{min} , с T _{max} , с	110 298	114 315
16.	В цілому по маршруту: T, с	32814	13895

Зміна структури технологічних операцій у бік їх укрупнення при остаточній обробці (збільшення кількості основних переходів на 40,3% і зменшення допоміжних переходів на 25,6%), застосування високопродуктивного багатоопераційного устаткування (середня потужність обробки збільшилася на 45%), збільшення кількості контрольних операцій на 86% (за рахунок їхньої автоматизації), скорочення транспортних маршрутів (за рахунок концентрації обробки на оброблювальних центрах) дозволили скоротити тривалість обробки виробу на 57,6% і зменшити кількість браку на 11,5%. При цьому витрати енергії скоротилися на 7%.

Висновки

1. Розроблено методологію прогнозування розвитку авіаційного виробництва й, зокрема, переділу механічної обробки в ньому на основі аналізу зміни структурно-параметричних характеристик металобробного комплексу високоточних деталей з часом.
2. Проведення технологічного аналізу базується на порівнянні структурно-параметричних характеристик діючої системи механічної обробки й синтезованої на основі їхнього імітаційного моделювання.
3. Створення принципів гарантованої технології механічної обробки, характерної при виготовленні високоточних деталей, базується на технологічному прогнозуванні, метою якого є визначення на перспективу змін структурно-параметричних характеристик технологічних процесів і реалізуючих їхніх устаткувань і засобів оснащення, які формуються на основі аналізу структури й параметрів об'єкта обробки, а також адекватних змін у витратах на виробництво.
4. Розроблена методика технологічного прогнозування розвитку ГП ХМЗ «ФЭД» дозволила ефективно підійти до виробітку перспективного плану розвитку складноструктурного промислового підприємства, до складання щорічних бізнес-планів модернізації виробництва й комплектації сучасним

металорізальним устаткуванням, інструментом і вимірювальною технікою.

Література

1. Технічні умови приводу генератора ГП 25, 1987 р. АКБ „Рубин”, Москва.
2. Шелковой А.Н. Практика модернизации компоновок производственных систем на основе имитационного моделирования // Резание и инструмент в технологических системах. Межд. научн.-техн. сборник. – Х.: НТУ "ХПИ", 2002. – Вып. 62. – С. 197-204.
3. Шелковой А.Н., Гуцаленко Ю.Г., Рузметов А.Р. Реинжиниринг производственных систем методами имитационного моделирования // Инструмент и технологии. – С.-Пб., 2002. – № 9-10. – С. 4-7.
4. Shelkovej A., Gucalenko Y., Krukova N. Simulation modeling of flexible industrial systems with hybrid transport systems // 29nd Scientific-Expert Conference with International Participation; Mechanical Engineering Faculty University of Nis: Savez Mašinskih i elektrotehničkih inženjera i tehničara Srbije (SMEITS) Belgrade, Vrnjačka Banja, 19.-21.V 2004. – P. 463-469.
5. Сайт Авиатехно [Електронний ресурс]. – Режим доступа: <http://WWW.aviatechno.com.ua>.
6. Павлов А. Проектирование групповых технологических процессов в системе ТехноПро // САПР и графика. – М., 2002. – № 6. – С. 48-50.
7. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения // Под общ. ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.8. «Оптимизация технологических процессов в машиностроении». – Одесса: ОНПУ, 2005. – 509 с.

Надійшла до редакції 27.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.А. Тимофеева, Українська державна академія залізничного транспорту, Харків.

УДК 389.6:629.7.036

С.М. СТЕПАНЕНКО, В.В. КОКОТИНА, В.Г. ХАРЧЕНКО*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*

ОСОБЕННОСТИ ЕВРОПЕЙСКОЙ СИСТЕМЫ ПОДТВЕРЖДЕНИЯ СООТВЕТСТВИЯ АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫМ НОРМАТИВНЫМ ТРЕБОВАНИЯМ

Проблемой сотрудничества отечественных предприятий с европейскими заказчиками и потенциальными или действующими партнерами по производству и продажам на европейском рынке авиационной техники является отсутствие четкого представления об особенностях европейской системы подтверждения соответствия в авиационной отрасли. В статье приводится структура системы сертификационных требований Европейского Авиационного Агентства по Безопасности (EASA), указаны нормативные документы и правила, применяемые для различных целей сертификации авиационной техники на стадиях проектирования, изготовления, эксплуатации и ремонта.

сертификация, нормативный документ, регламент, правила, спецификация, EASA

1. Роль сертификации в связи с продвижением авиационной техники на европейский рынок

В современной жизни практически невозможно продать на мировом рынке продукцию, соответствие которой требованиям нормативных документов по качеству, безопасности, воздействию на окружающую среду и т.п., не подкреплено признаваемыми в соответствующей сфере сертификатами. Вступление Украины во Всемирную Организацию Торговли, желание продвинуть свою авиационную продукцию на мировой, и в частности европейский рынок, ставит задачу освоения правил сертификации типов авиационной техники, летной годности, воздействия на окружающую среду, а также сертификации проектных и изготавливающих организаций, которые признаются, в частности, на европейском авиационном рынке. Существенную часть этого рынка представляют страны Европейского Союза (ЕС).

Страны ЕС, достаточно серьезно относятся к вопросам безопасности, комфорта, гарантий качества создаваемой и используемой на их территории авиационной техники. Сложность системы качества в аэрокосмической промышленности ЕС и требований, предъявляемых к поставщикам авиационной

продукции на европейский рынок, является результатом существования множества применяемых законов, директив и требований.

Имеющиеся публикации на данную тему весьма фрагментарно отражают вопросы, возникающие при работе с представителями европейских сертифицирующих органов, а отсутствие качественных переводов основных нормативных документов, связанных с вопросами сертификации, дополнительно усугубляют процесс взаимопонимания и достижения приемлемых результатов.

Целью настоящей статьи является желание дать общее представление о системе европейских требований к вопросам сертификации авиационной техники, с которыми в настоящее время приходится сталкиваться в работе с европейским потенциальным покупателем.

2. Структура европейской системы сертификации авиационной техники

В 1988 году в Европе была основанная Международная аэрокосмическая группа по качеству (IAQG – International Aerospace Quality Group), которая имела две задачи: с одного стороны определить и систематизировать основные требования аэ-

рокосмической промышленности к организациям-членам, а с другой – существенным образом снизить количество аудитов у поставщиков комплектующего оборудования (ОЕМ – Original Equipment Manufacturers). Решения этих задач было найдено: надо было разработать специализированный для данной области основной стандарт и дать полномочия независимым органам по сертификации авиационной техники.

Для выполнения задач, связанных с конструированием образцов авиационной техники, частей и комплектующих изделий к ним, разработкой, изготовлением и эксплуатацией под нормативным контролем ЕС, Европейским Парламентом и Советом Европы Постановлением (ЕС) №1592/2002 от 15 июля 2002г. было образовано Европейское агентство по безопасности полетов (EASA – European Aviation Safety Agency).

Основные нормы по сертификации летной годности и уровня влияния на окружающую среду самолетов и других соответствующих образцов авиационной техники, компонентов и комплектующих частей к ним, а также по сертификации организаций-разработчиков и организаций-изготовителей авиационной техники были определены Постановлением Европейской комиссии (ЕС) № 1702/2003 от 24 сентября 2003 г. Это Постановление (которое рассматривается как Регламент) заложило фундамент для создания нормативной базы сертификации наукоемкой техники в авиакосмической области Европы.

EASA разработала авиационные требования относительно утверждения систем качества:

- организации – разработчика (часть 21, глава J Регламента (ЕС) № 1702/2003);
- организации – производителя (часть 21, глава G Регламента);
- организации по техническому обслуживанию в соответствии с Дополнением 2 (Часть 145 Регламента (ЕС) № 2042/2003) вместе с Дополнением 1 (Часть - M) и Дополнением 3 (Часть - 66).

Структура системы сертификационных требова-

ний EASA, подтвержденная новым Регламентом (ЕС) № 216/2008, приведена на рис. 1.

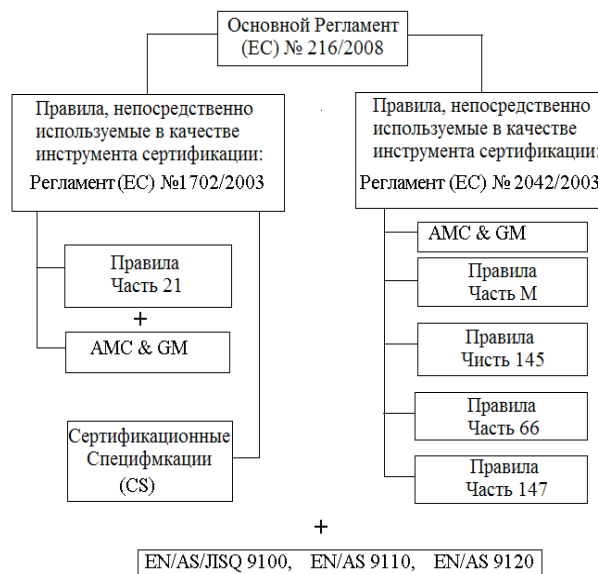


Рис. 1. Структура системы сертификационных вимог EASA

Нормативная база EASA включает две группы правил, которые непосредственно используются как инструмент сертификации (Implemental Rules). В первую группу входит Регламент (ЕС) № 1702/2003, который устанавливает правила подтверждения летной годности и экологической сертификации самолетов и продукции, которая к ним относится, деталей и приборов. А также устанавливают правила сертификации организаций, которые проектируют и изготавливают авиационную технику.

Регламент (ЕС) № 2042/2003 входит во вторую группу, устанавливающую правила продления летной годности и эксплуатации самолетов, авиационной техники, деталей и приборов, а также правила сертификации организаций и персонала, которые принимают участие в выполнении этих задач.

Дополнительно к Правилам Часть 21 разработан документ AMC & GM: AMC (Acceptable Means of Compliance) – Допустимые Методы Соответствия разъясняют условия, при которых требования, содержащиеся в Регламенте (ЕС) № 1702/2003 и Правилах Часть 21 могут считаться удовлетворенными. GM (Guidance Material) – Руководящие Материалы, которые помогают разъяснить понятия, содержа-

щиеся в CS (Certification Specifications) – Сертификационных Спецификациях и в Регламенте.

На Западе, в отличие от терминологии, принятой в единой системе конструкторской документации (ЕСКД), спецификация – это инженерный термин, означающий набор требований и параметров, которым должен отвечать объект; то есть, это документ, в котором пересчитываются условия и требования клиента к производителю. Фактически спецификация – это технические условия или техническое задание в привычном на понимании. Сертификационные Спецификации – это технические условия сертификации. EASA разработала и применяет при проведении сертификационных проверок следующие Сертификационные Спецификации: CS-22 (Планеры и Планеры с вспомогательным двигателем); CS-23 (Летательный аппарат (ЛА) обычной компоновки, ЛА вспомогательного назначения, неограниченно маневренный ЛА и ЛА местных воздушных линий); CS-25 (Большой ЛА); CS-27 (Малый винтокрылый ЛА); CS-29 (Большой винтокрылый ЛА); CS-34 (Эмиссии двигателя ЛА и дренаж топливной системы); CS-36 (Шумы ЛА); CS-APU (Вспомогательные силовые установки); CS-AWO (Действия в любых метеоусловиях); CS-E (Двигатели); CS-ETSO (Требования Европейских технических стандартов); CS-Definitions (Определения и сокращения); CS-P (Винты); CS-VLA (Очень легкие ЛА); CS-VLR (Очень легкие винтокрылые ЛА).

Для Регламента (ЕС) № 2042/2003 созданы свои Руководящие Материалы AMC & GM.

Обязательным условием для получения сертификата типа является наличие на предприятии системы управления качеством на основе ISO 9001, приспособленной к специфическим требованиям аэрокосмической промышленности. Эти требования изложены в стандартах серии EN/AS/JISQ 9100. Серия EN/AS/JISQ 9100 – это стандарты управления качеством, основанные на ISO 9001 и ориентированные на специфические требования аэрокосмической промышленности. Серия имеет следующую струк-

туру: EN/AS/JISQ 9100 (Проектирование, разработка, производство, установка и обслуживания); EN/AS 9110 (Организация технического обслуживания); EN/AS 9120 (Дистрибьюторы готовой продукции). Хотя стандарты имеют разные названия соответственно зонам ответственности IAQG – буквенное обозначение: “EN” (Европа), “AS” (Америка), “JISQ” (Япония/Азия/Тихоокеанский регион) – их содержание идентично и считается эквивалентным по всему миру.

Серия EN/AS/JISQ 9100 в сравнении с ISO 9001 расширенная требованиями: включенные требования авиационной власти к управлению качеством; введен процесс управления конфигурацией изделий, наилучшим образом подходящий для авиационной продукции; введено обязательное испытание исследовательского образца; обязательность оценки риска; контроль и “трассирование” – постоянное документирование по всей цепочке снабжения продукции; создание плана непредвиденных обстоятельств для уже отгруженной несоответствующей продукции.

Европейские заказчики и производители авиационной техники настоятельно рекомендуют своим поставщикам сертифицировать свои системы управления качеством по одному с стандартов серии EN/AS/JISQ 9100 и пройти процедуру сертификации в EASA по ее правилам и используя систему ее нормативных требований.

Выводы

Описанная структура сертификационных требований Европейского Авиационного Агентства по Безопасности (EASA) дает представление о системе европейских требований к сертификации авиационной техники и позволяет эффективно сотрудничать в этой сфере деятельности.

Поступила в редакцию 31.05.2008

Рецензент: д-р физ.-мат. наук, проф. В.В. Погосов, Запорожский национальный технический университет, Запорожье.

УДК 629.12.03

М.В. ИСТОМИН*Севастопольский национальный технический университет, Украина***МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК В ФИЛЬТРОЭЛЕМЕНТАХ С КВАРЦЕВЫМ ПЕСКОМ**

В результате проведенного исследования разработана математическая модель процесса очистки нефтесодержащих вод энергетических установок в фильтроэлементах с кварцевым песком, которая позволяет оптимизировать процесс очистки и рассчитать рациональные значения эксплуатационных и конструктивных параметров фильтроэлементов с кварцевым песком. Фильтроэлементы с кварцевым песком обладают простотой конструкции и эксплуатации, высокой очистной способностью и возможностью регенерации, что повышает эффективность использования средств предотвращения загрязнения окружающей среды.

математическая модель, энергетические установки, нефтесодержащие воды, фильтроэлемент**Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами**

Вопросы охраны окружающей среды в настоящее время выдвинулись в число первоочередных задач для человечества. Составной частью этой глобальной задачи является проблема предотвращения загрязнения моря нефтью в результате судоходства.

В последнее десятилетие существенно повысились требования очистки судовых нефтесодержащих вод (НСВ), что связано с необходимостью выполнения требований Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов MARPOL-73/78, согласно которым содержание нефтепродуктов в очищенных НСВ не должно превышать 15 млн^{-1} [1].

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Харьковским отделом ВНИИ ВОДГЕО разработаны фильтры «Полимер» [2] производительностью $25...500 \text{ м}^3/\text{ч}$ с пенополиуретановой измельченной загрузкой размером $15...20 \text{ мм}$. Недостатком таких фильтров является то, что концентрация нефтепродуктов на входе не должна быть более 150 млн^{-1} и в результате их регенерации образуются стойкие эмульсии, затрудняющие утилизацию нефтепродуктов.

Авторами ряда работ [2, 3] исследовано влияние скорости фильтрации, диаметра гранул и высоты загрузки фильтра на процессы коалесценции тонкодиспергированных нефтяных эмульсий. В качестве загрузки исследовали гранулированный полиэтилен и вспененный гранулированный полистирол. В исходной эмульсии частицы нефтепродуктов имели размеры $20...30 \text{ мкм}$, в профильтрованной – $40...55 \text{ мкм}$. Как видно из результатов этих исследований, разработанные коалесцирующие фильтры обладают невысокой эффективностью вследствие того, что увеличение диаметра нефтяных частиц происходит только в 2 – 2,5 раза. Существующие в настоящее время сепарационные установки для очистки нефтесодержащих вод, как правило, не удовлетворяют современным требованиям. Одни не обеспечивают необходимого качества очистки, другие имеют малый ресурс работы и большие габариты, третьи сложны в изготовлении и эксплуатации [2, 4, 5]. Большими возможностями повышения эффективности работы обладают коалесцирующие элементы, имеющие нежесткую структуру, к которым можно отнести фильтры с гидрофобизированным кварцевым песком, поэтому является актуальным исследование процесса очистки нефтесодержащих вод в таких фильтроэлементах.

Учитывая, что при фильтровании нефтеводной эмульсии с более легкой дисперсной фазой эффективнее работают фильтроэлементы с нисходящим потоком [4], то при математическом моделировании изучаемого процесса принимаем направление движения через фильтроэлемент сверху-вниз.

В качестве параметра, определяющего эффективность разделения нефтеводной эмульсии в объеме кварцевого песка, принята концентрация нефтепродуктов в эмульсии $K_{\text{вых}}$ после прохождения её через слой гранул песка.

После предварительной очистки перед доочистными фильтроэлементами концентрация нефтепродуктов в НСВ составляет менее 1000 млн^{-1} [4, 5], а содержание механических примесей менее 100 мг/л . Исходя из этого, примем концентрацию на входе в фильтроэлементы $K_{\text{ex}} = 1000 \text{ млн}^{-1}$ и будем считать нефтеводную эмульсию перед доочистными фильтроэлементами двухкомпонентной средой.

Для разработки математической модели процесса очистки нефтесодержащих вод в фильтроэлементах, состоящем из кварцевого гидрофобизированного песка необходимо определить существенные факторы исследуемого процесса и зависимость концентрации нефтепродуктов после слоя кварцевого песка от существенных факторов.

Исходя из анализа исследований ряда авторов [2 – 4], результатов предварительных экспериментов и исключая линейно-зависимые факторы и параметры, поддерживаемые постоянными в процессе экспериментов, зависимость концентрации нефтепродуктов после слоя кварцевого песка от существенных факторов можно записать в следующем виде.

$$K_{\text{вых}} = f(H, q, d), \quad (1)$$

где H – высота слоя гранул песка, м;

q – удельный расход эмульсии через слой гранул, м/ч;

d – средний диаметр гранул песка, м;

Аддитивные модели на основе уравнений регрессии даже более высоких порядков не позволяют с

достаточной точностью определить искомую функцию ($K_{\text{вых}}$), так как в зависимости от факторов исследуемого процесса она изменяется в самых широких пределах, но должна оставаться всегда положительной величиной, что при использовании уравнения регрессии обеспечить не всегда удается. Поэтому при математическом моделировании процесса очистки нефтесодержащих вод в фильтроэлементах с кварцевым песком является целесообразным и оправданным выбор математической модели на основе степенной функции в виде экспоненциальной зависимости.

Выбор границ области факторного пространства осуществляется на основании априорной информации и данных предварительных экспериментов. Значения факторов в точках плана экспериментов приведены в табл. 1.

Таблица 1
Значения факторов
в точках плана экспериментов

Переменные	(x_1) H , м	(x_2) q , м/ч	(x_3) $d \cdot 10^3$, м
Верхний уровень	0,8	4,0	1,5
Основной уровень	0,5	2,5	1,0
Нижний уровень	0,2	1,0	0,5
Интервал варьирования	0,3	1,5	0,5

В результате статистической обработки данных экспериментов, расчета коэффициентов и определения их значимости получаем математическую модель процесса очистки нефтесодержащих вод в фильтроэлементах с кварцевым песком в виде следующего уравнения

$$K_{\text{вых}} = K_{\text{ex}} \cdot e^{\varphi(X)}, \quad (2)$$

где K_{ex} – концентрация исходной эмульсии;

$$\varphi(X) = 0,7 + 2,6 \cdot d - 2,9 \cdot H + 0,3 \cdot q - 0,4 \cdot d^2 - 1,7 \cdot H^2 + 0,4 \cdot d \cdot H - 0,2 \cdot d \cdot q + 0,3 \cdot H \cdot q.$$

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Разработана математическая модель процесса очистки нефтесодержащих вод энергетических установок в фильтроэлементах с кварцевым песком, которая позволяет оптимизировать процесс очистки и рассчитать рациональные значения эксплуатационных и конструктивных параметров фильтроэлементов с кварцевым песком.

Литература

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года и Протокол 1978 года. – М.: ЦРИА «Морфлот», 1980. – 364 с.

2. Роев Г.А., Юфин В.А. Очистка сточных вод и вторичное использование нефтепродуктов. – М.: Недра, 1987. – 224 с.

3. Седлухо Ю.П. Механизм разделения эмульсии типа «масло в воде» методом контактной коалесценции // Вода и экология: проблемы и решения. – 2001. – № 1. – С. 24-32.

4. Истомин В.И. Комплексная очистка судовых нефтесодержащих вод. – Севастополь: СевНТУ, 2004. – 202 с.

5. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря судами. – М.: Транспорт, 1979. – 336 с.

Поступила в редакцию 21.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.В Никитин, Севастопольский военно-морской институт им. П.С. Нахимова, Севастополь.

УДК 629.12.03

М.В. ИСТОМИН*Севастопольский национальный технический университет, Украина***МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА ОЧИСТКИ НЕФТЕСОДЕРЖАЩИХ ВОД ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК В ФИЛЬТРОЭЛЕМЕНТАХ С КВАРЦЕВЫМ ПЕСКОМ**

В результате проведенного исследования разработана математическая модель процесса очистки нефтесодержащих вод энергетических установок в фильтроэлементах с кварцевым песком, которая позволяет оптимизировать процесс очистки и рассчитать рациональные значения эксплуатационных и конструктивных параметров фильтроэлементов с кварцевым песком. Фильтроэлементы с кварцевым песком обладают простотой конструкции и эксплуатации, высокой очистной способностью и возможностью регенерации, что повышает эффективность использования средств предотвращения загрязнения окружающей среды.

математическая модель, энергетические установки, нефтесодержащие воды, фильтроэлемент**Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами**

Вопросы охраны окружающей среды в настоящее время выдвинулись в число первоочередных задач для человечества. Составной частью этой глобальной задачи является проблема предотвращения загрязнения моря нефтью в результате судоходства.

В последнее десятилетие существенно повысились требования очистки судовых нефтесодержащих вод (НСВ), что связано с необходимостью выполнения требований Международной конвенции по предотвращению загрязнения с судов MARPOL-73/78, согласно которым содержание нефтепродуктов в очищенных НСВ не должно превышать 15 млн^{-1} [1].

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем

Харьковским отделом ВНИИ ВОДГЕО разработаны фильтры «Полимер» [2] производительностью $25...500 \text{ м}^3/\text{ч}$ с пенополиуретановой измельченной загрузкой размером $15...20 \text{ мм}$. Недостатком таких фильтров является то, что концентрация нефтепродуктов на входе не должна быть более 150 млн^{-1} и в результате их регенерации образуются стойкие эмульсии, затрудняющие утилизацию нефтепродуктов.

Авторами ряда работ [2, 3] исследовано влияние скорости фильтрации, диаметра гранул и высоты загрузки фильтра на процессы коалесценции тонкодиспергированных нефтяных эмульсий. В качестве загрузки исследовали гранулированный полиэтилен и вспененный гранулированный полистирол. В исходной эмульсии частицы нефтепродуктов имели размеры $20...30 \text{ мкм}$, в профильтрованной – $40...55 \text{ мкм}$. Как видно из результатов этих исследований, разработанные коалесцирующие фильтры обладают невысокой эффективностью вследствие того, что увеличение диаметра нефтяных частиц происходит только в 2 – 2,5 раза. Существующие в настоящее время сепарационные установки для очистки нефтесодержащих вод, как правило, не удовлетворяют современным требованиям. Одни не обеспечивают необходимого качества очистки, другие имеют малый ресурс работы и большие габариты, третьи сложны в изготовлении и эксплуатации [2, 4, 5]. Большими возможностями повышения эффективности работы обладают коалесцирующие элементы, имеющие нежесткую структуру, к которым можно отнести фильтры с гидрофобизированным кварцевым песком, поэтому является актуальным исследование процесса очистки нефтесодержащих вод в таких фильтроэлементах.

Учитывая, что при фильтровании нефтеводяной эмульсии с более легкой дисперсной фазой эффективнее работают фильтроэлементы с нисходящим потоком [4], то при математическом моделировании изучаемого процесса принимаем направление движения через фильтроэлемент сверху-вниз.

В качестве параметра, определяющего эффективность разделения нефтеводяной эмульсии в объеме кварцевого песка, принята концентрация нефтепродуктов в эмульсии $K_{\text{вых}}$ после прохождения её через слой гранул песка.

После предварительной очистки перед доочистными фильтроэлементами концентрация нефтепродуктов в НСВ составляет менее 1000 млн^{-1} [4, 5], а содержание механических примесей менее 100 мг/л . Исходя из этого, примем концентрацию на входе в фильтроэлементы $K_{\text{ex}} = 1000 \text{ млн}^{-1}$ и будем считать нефтеводяную эмульсию перед доочистными фильтроэлементами двухкомпонентной средой.

Для разработки математической модели процесса очистки нефтесодержащих вод в фильтроэлементах, состоящем из кварцевого гидрофобизированного песка необходимо определить существенные факторы исследуемого процесса и зависимость концентрации нефтепродуктов после слоя кварцевого песка от существенных факторов.

Исходя из анализа исследований ряда авторов [2 – 4], результатов предварительных экспериментов и исключая линейно-зависимые факторы и параметры, поддерживаемые постоянными в процессе экспериментов, зависимость концентрации нефтепродуктов после слоя кварцевого песка от существенных факторов можно записать в следующем виде.

$$K_{\text{вых}} = f(H, q, d), \quad (1)$$

где H – высота слоя гранул песка, м;

q – удельный расход эмульсии через слой гранул, м/ч;

d – средний диаметр гранул песка, м;

Аддитивные модели на основе уравнений регрессии даже более высоких порядков не позволяют с

достаточной точностью определить искомую функцию ($K_{\text{вых}}$), так как в зависимости от факторов исследуемого процесса она изменяется в самых широких пределах, но должна оставаться всегда положительной величиной, что при использовании уравнения регрессии обеспечить не всегда удается. Поэтому при математическом моделировании процесса очистки нефтесодержащих вод в фильтроэлементах с кварцевым песком является целесообразным и оправданным выбор математической модели на основе степенной функции в виде экспоненциальной зависимости.

Выбор границ области факторного пространства осуществляется на основании априорной информации и данных предварительных экспериментов. Значения факторов в точках плана экспериментов приведены в табл. 1.

Таблица 1
Значения факторов
в точках плана экспериментов

Переменные	(x_1) H , м	(x_2) q , м/ч	(x_3) $d \cdot 10^3$, м
Верхний уровень	0,8	4,0	1,5
Основной уровень	0,5	2,5	1,0
Нижний уровень	0,2	1,0	0,5
Интервал варьирования	0,3	1,5	0,5

В результате статистической обработки данных экспериментов, расчета коэффициентов и определения их значимости получаем математическую модель процесса очистки нефтесодержащих вод в фильтроэлементах с кварцевым песком в виде следующего уравнения

$$K_{\text{вых}} = K_{\text{ex}} \cdot e^{\varphi(X)}, \quad (2)$$

где K_{ex} – концентрация исходной эмульсии;

$$\varphi(X) = 0,7 + 2,6 \cdot d - 2,9 \cdot H + 0,3 \cdot q - 0,4 \cdot d^2 - 1,7 \cdot H^2 + 0,4 \cdot d \cdot H - 0,2 \cdot d \cdot q + 0,3 \cdot H \cdot q.$$

Выводы и перспективы дальнейших исследований

Разработана математическая модель процесса очистки нефтесодержащих вод энергетических установок в фильтроэлементах с кварцевым песком, которая позволяет оптимизировать процесс очистки и рассчитать рациональные значения эксплуатационных и конструктивных параметров фильтроэлементов с кварцевым песком.

Литература

1. Международная конвенция по предотвращению загрязнения с судов 1973 года и Протокол 1978 года. – М.: ЦРИА «Морфлот», 1980. – 364 с.

2. Роев Г.А., Юфин В.А. Очистка сточных вод и вторичное использование нефтепродуктов. – М.: Недра, 1987. – 224 с.

3. Седлухо Ю.П. Механизм разделения эмульсии типа «масло в воде» методом контактной коалесценции // Вода и экология: проблемы и решения. – 2001. – № 1. – С. 24-32.

4. Истомин В.И. Комплексная очистка судовых нефтесодержащих вод. – Севастополь: СевНТУ, 2004. – 202 с.

5. Нунупаров С.М. Предотвращение загрязнения моря судами. – М.: Транспорт, 1979. – 336 с.

Поступила в редакцию 21.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Е.В Никитин, Севастопольский военно-морской институт им. П.С. Нахимова, Севастополь.

АННОТАЦИИ

УДК 519.252

Утяшев Ф.З. Застосування наноструктурних станів в жароміцних сплавах для розкатки дисків ГТД // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 8-10.

Показано можливість формування при розкатці регламентованої структури в жароміцних дисках ГТД, що забезпечує ступиці, полотну та ободу механічні властивості, які адекватні умовам експлуатації. Приведено результати обробки диска турбіни з сплаву ЕП962 в градієнтному полі температур. В ступиці залишили мікродуплексну структуру, в полотні сформували структуру “намисто”, а в ободі – крупнозернисту структуру. Розподіл структур та їх механічних властивостей по окремим елементам відповідає епіюрам напружень в швидко обертаючих дисках постійного перерізу. Довговічні властивості сплаву в ступиці залишаються достатньо високими навіть при нагріві до 650°C, а при менших температурах довговічність сплаву з мікродуплексною структурою в десятки разів перевищує потрібну норму.

Ключові слова: структура, мікродуплекс, намисто, границі зерен, надпластичність, розкатка, властивості. **Бібліогр.:** 2 назв.

УДК 620.192.34

Гареев Р.Р., Цирельман Н.М. Контроль міцності зчеплення плазмового покриття з підложкою неруйнуючим тепловим методом // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 11-15.

Досліджено можливість непрямої ідентифікації міцності зчеплення покриття з підложкою за зміною температур, поверхні підложки під покриття. Враховуючи складність розміщення термодатчиків у цій зоні без викривлення реальних температурних полів, залежність температури поверхні, що покривається, від часу встановлювалася з рішення нелінійної зворотної задачі нестационарної теплопровідності, що використовувала дану теплову обстановку на тильній (що не покривається) поверхні підложки. Рішення прямої і зворотної задачі теплопровідності, а також експериментальні дослідження виявили правомірність такої ідентифікації.

Ключові слова: адгезія плазмового покриття, тепловий неруйнуючий контроль, зворотна задача нестационарної теплопровідності.

Табл. 1. Іл. 4. Бібліогр.: 3 назви.

УДК 669.018.28

Калініна Н.Є., Кавац О.А., Калінін В.Т. Модифікуюча обробка ливарних силумінів дисперсними композиціями // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 16-19.

Наведений вплив дисперсного модифікатора карбіда кремнію на властивості ливарних алюмінієвих сплавів. Показаний хімічний склад найважливіших ливарних алюмінієвих сплавів. Розроблена техно-

UDC 519.252

Utyashev F. Application of nano-structural states in high-temperature alloys for rolling of turbine engine disks // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 8-10.

Opportunity of forming at rolling a regulated structure in high-temperature disks of gas turbine engines is shown that provides mechanical properties to hub, plate and rim adequate to operational conditions. Results of processing of turbine disk from the EP962 alloy in gradient temperature field are submitted. Microduplex structure was kept in a hub; “necklace” structure was formed in a plate, and coarse-grained structure – in a rim. Distribution of structures and their mechanical properties along separate elements corresponds to stress diagrams in high-speed rotated disks of uniform cross-section. Endurance properties of the alloy in a hub remains enough high even at heating up to 650 °C, and at lower temperatures the durability of alloy with microduplex structure tens times exceeds the specified norm.

Key words: structure, microduplex, necklace, grain boundaries, superplasticity, rolling, properties.

Ref.: 2 items.

UDC 620.192.34

Gareyev R., Tsirelman N. The quality control of plasma cover adhesion with substrate by nondestructing thermal method // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 11-15.

The possibility of indirect authentication of cover adhesion on the substrate covered surface temperature temporal changes is investigated, Taking into consideration complexity of thermocouples placing in this area without distortion of the real temperature fields this temperature temporal changes was found by using the analytical solution of nonlinear inverse heat transfer problem that use data of thermal situation on rear (non-covered) substrate surface. Solutions of nonlinear direct and inverse heat transfer problems and experimental researches exposed acceptability of such authentication.

Key words: Cover adhesion, non-destructive thermal control, reverse inverse heat transfer problem.

Tabl. 1. Fig. 4. Ref.: 3 items.

UDC 669.018.28

Kalinina N., Kavats O., Kalinin V. Modifying works of casting silumins by the thin compositions // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 16-19.

Influence of thin modifier of carbide of silicon is resulted on properties of castings aluminum alloys. Chemical composition of the most important castings aluminum alloys is shown. Technology of introduction

логія введення часток SiC у розплави силумінів. Розраховане оптимальне співвідношення складових модифікатора. Наведені механізми взаємодії розплавів зі складовими таблетками. Досягнуте підвищення міцності, пластичності та корозійної стійкості модифікованих сплавів. Надані рекомендації застосування різних швидкостей перемішування розплаву в заводських умовах. Визначена залежність величини зерна алюмінієвого сплаву AL4 від кількості часток модифікатору SiC.

Ключові слова: алюмінієвий сплав, дисперсний модифікатор, частинка SiC, мікроструктура, механічні властивості, корозійна стійкість.

Табл. 1. Іл. 2. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 629.5.03-08:621.431.36

Горбов В.М., Мітєнкова В.С. Особливості паливних систем судових енергетичних установок на природному газі // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 20-24.

Розглянуто переваги та недоліки, особливості прийому на борт, зберігання та підготовки зрідженого природного газу перед подачею у двигун, наведена структурна схема паливної системи суднової енергетичної установки. Проаналізовані можливі варіанти комплектації паливних систем і стислі характеристики основного обладнання: прийомні криогенні трубопроводи, цистерни зберігання зрідженого природного газу на судні, теплообмінні апарати для випаровування та підігріву палива та інші елементи, які можна включати до схеми. Представлені загальні підходи до розроблення математичної моделі паливних систем судових енергетичних установок при використанні зрідженого природного газу.

Ключові слова: суднові енергетичні установки, зріджений природний газ, паливна система, криогенні цистерни, випарники-газифікатори, структурна схема, математична модель.

Іл. 1. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.74.01

Клименко Л.П., Прищепов О.Ф. Удосконалення технологічних процесів центробіжного лиття гільз циліндрів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 25-27.

Підвищення якості, фізико-механічних властивостей, а також зносостійкості відливок гільз циліндрів двигунів внутрішнього згоряння – одна з проблем сучасного машинобудування. В статті пропонуються способи удосконалення центробіжного лиття чавунних деталей, які дозволяють усунути утворення тріщин при отриманні внутрішньої поверхні відливки зі змінною зносостійкістю, а також поліпшити газовідвід. Розглянута система охолодження відливки, що дозволяє проводити відбір тепла випромінюванням на конусне тіло, всередині якого циркулює холодоносій. Корпусне тіло розташоване таким чином, що забезпечує найбільший тепловідвід в районі верхньої мертвої крапки гільзи циліндра для збільшення твердості її матеріалу і відповідно зносостійкості. Також

of particles SiC is in fusions of silumins is developed. The optimal quantity of modifiers components was computed. Mechanisms of the interaction of melts with the tablet components are resulted. The high strength, plasticity and corrosion stability of modifying alloys were advanced. Recommendations on apply a various velocities of intermix the melt in the plant conditions is given. The dependence of the size of grain of aluminum alloy AL4 by the quantity of parts modifier SiC is determinate.

Key words: aluminum alloy, thin modifier, particles SiC, microstructure, mechanical properties, corrosion stability.

Tabl. 1. Fig. 2. Ref.: 7 items.

UDC 629.5.03-08:621.431.36

Gorbov V., Mitenkova V. The peculiarities ship power plant's fuel system with natural gas application // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 20-24.

The advantages and disadvantages, the peculiarities of liquefied natural gas handling, storage and preparation before engine's combustion are considered; structural diagram of ship power plant's (SPP) fuel system are shown. The possible variants of fuel systems composition and short characteristics of main equipments (handling cryogenic pipes, liquefied natural gas storage tanks, heat exchanger apparatus for fuel evaporation and warming and others elements of fuel system diagrams) are analyzed. The general approaches of mathematical model development for, ship power plants liquefied natural gas fuel system are presented.

Key words: ship power plants, liquefied natural gas, fuel system, cryogenic tanks, vaporizers-gasifiers, structural diagram, mathematical model.

Fig. 1. Ref.: 5 items.

UDC 621.74.01

Klimenko L., Prischepov O. Perfecting of technological processes of cylinder liners centrifugal founding // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 25-27.

Enhancement of quality, mechanical properties and wear resistance of internal combustion engines' foundries of cylinder liners is one of the problems of modern mechanical engineering. The article proposes the ways of perfecting of centrifugal casting of cast-iron components that allows disposing of formation of cracks when getting the inner surface with variable wear-resistance and enhance vent. The system of foundry good cooling allowing heat take-off by the radiation onto conical body with coolant circling inside is described. Body heat is distributed in such a way that it is provide the maximal heat dissipation near the upper dead point of cylinder's liner for increasing of material hardness and wear-resistance as well. The construction of casting mold made of spongy titanium with forced

наводиться конструкція форми з пористого титану з примусовим підсосом повітря і газів.

Ключові слова: двигун, втулка, гільза, центробіжне лиття, зносостійкість, якість.

Лл. 2. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 629.5.064.3

Малахов О.В., Леонов В.В. Технологія гідродинамічного гасіння надлишкової енергії в судових системах гідроприводу // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 28-31.

У роботі показано, що всі відомі конструкції судових систем гідроприводу на режимах своєї експлуатації на стартових або пікових режимах навантаження потребують удосконалення системи управління механічною частиною. За рахунок інерційних властивостей основного потоку гідропривід працює неякісно що в основному проявляється в автоколиваннях виконавчого механізму. У роботі запропоновано, варіант гідродинамічного вирішення проблеми управління за допомогою запровадження в камерах робочих ліній гідроприводу оборотних дискових обтікачів. Для даних обтікачів представлені головні результати теоретичних і експериментальних досліджень.

Ключові слова: судова система гідроприводу, дисковий обтікач, ближчий слід, коефіцієнт місцевих втрат.

Лл. 7. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 621.9

Карпусь В.Є., Іванов В.О., Котляр О.В. Конструктивно-технологічне забезпечення ефективної експлуатації верстатів з ЧПК // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 32-35.

У статті розглянуто питання ефективного використання верстатів з ЧПК в умовах багатонаменклатурного виробництва. Запропоновано нові конструкції швидкопереналагоджуваних пристроїв для встановлення заготовок по площині, по зовнішнім циліндричним поверхням і з криволінійними базовими поверхнями. Отримано формулу для визначення часу регулювання положення опори пристрою в залежності від її діаметра, довжини регулювання і кроку різі. Підвищення продуктивності обробки осьовим інструментом досягається за рахунок використання розробленої конструкції багатошпindelної головки. Наведено графіки залежності нормативної інтенсивності формоутворення і норми штучного часу від діаметра і довжини обробки, а також від кількості оброблюваних отворів у заготівці при однієї інструментній і багаті інструментній обробці.

Ключові слова: багатонаменклатурне виробництво, продуктивність обробки, точність, переналагоджуваний пристрій, багатошпindelна головка, інтенсивність формоутворення.

Лл. 5. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.793.74

Колесник В.П., Слюсар Д.В., Колесник В.В., Зінов'єв В.В. Управління процесом нанесення жа-

air and gases suction is also considered.

Key words: engine, hub, liner, centrifugal founding, wear resistance, quality.

Fig. 2. Ref.: 9 items.

UDC 629.5.064.3

Malahov A., Leonov V. Technology of the hydrodynamic extinguishing of surplus energy is in the systems of ships of hydraulic // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 28-31.

In work is shown that existing designs of the ship systems of hydraulic in mode of its usages on start and peak mode of the load require the improvements a managerial system by mechanical part. For count of inertiation characteristic flow, hydraulic doesn't work qualitative that basically reveals itself in autofluctuation executive mechanism. Variant hydrodynamic decisions of the problem of management is offered in work by means of use in camera worker line hydraulic of rotating flow around discs. Main results of theory studies.

Key words: Ship system of hydraulic actuator, disk cowl, near track, coefficient of local losses.

Fig. 7. Ref.: 6 items.

UDC 621.9

Karpus V., Ivanov V., Kotlyar A. Constructive-technological assurance of CNC machine-tool effective operation // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 32-35.

The article describes the effective application questions of CNC machine tools in the multiproduct manufacture conditions. The new fast reusable constructions for workpiece installation to plain surface, to external cylindrical surfaces and with curved surfaces are proposed. The formula for adjustment time determination of adjustable rest location depending its diameter, adjustable length and thread pitch is received. The axial tool machining productivity increase is obtained due to the designed multispindle head construction application. The dependences of normative shaping intensity and total time cycle against the diameter, machining length as well as the machining hole quantity in the workpiece when single- and multiple-cutter machining are showed.

Key words: multiproduct manufacture, machining productivity, accuracy, reusable device, multispindle head, shaping intensity.

Fig. 5. Ref.: 5 items.

UDC 621.793.74

Kolesnik V., Slusar D., Kolesnik V., Zinovjev V. Process control of deposition of heat-resistant coatings on

ростійких покриттів на лопатки газотурбінних двигунів // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 36-40.

Показана необхідність розробки нових рас пилоувальних систем для контролюваного нанесення багат шарових багатокомпонентних жаростійких покриттів на лопатки газотурбінних двигунів 4 і 5 поколінь. Запропонована нова распилювальна система на основі іонного магнетрона з віртуальним анодом, секціонованим катодом і осьовими потоками плазми, яка дозволяє контролювати в широких межах швидкість нанесення будь-якого з компонентів багатокомпонентного покриття в довільній точці на поверхні підкладки. Для даної распилювальної системи розроблена методика розрахунку швидкості нанесення і складу багатокомпонентного багат шарового жаростійкого покриття.

Ключові слова: жаростійкі покриття, магнетронна распилювальна система, катодне розпилення.

Лл. 2. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 539.4.016:621.831

Долматов А.І., Колос О.А. Ливарний процес кристалізації, обумовлюючі фактори кристалотворення // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 41-44.

Розглянуто фізичний процес кристалізації металевого матеріалу з ультразвуковою дією елементу модифікатора на потік кристалізації. Порівняльні показники механіко-фізичних властивостей за типом металевих сплавів приведені для виробництва литва відливів зубчатих коліс в машинобудуванні. Мета – зниження вартості виготовлення і механічної обробки. Також обговорені перспективи подальших вивчень кристалізації з ультразвуковою дією і визначенням домішок добавок і модифікатора.

Ключові слова: зубчаті колеса, зношування, аналіз, матеріали, механо-технологічні властивості, якість, ремонт, ціна витрат.

Табл. 1. Бібліогр.: 8 назв.

УДК 621.313.1

Сорокін В.Ф. Спрямований синтез фасонних поверхонь, що розгортаються // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 45-49.

Розроблено метод створення поверхонь, що розгортаються. Доведено, що лінійчата поверхня, побудована на базі двох ліній, одна із яких отримана шляхом масштабування і паралельного переносу іншої лінії, є кінечною поверхнею, що розгортається. Представлено параметричне рівняння кінечної поверхні, коефіцієнтами якої служать величина масштабування та координати вектора паралельного переносу. Виведено рівняння кусочно-кінечної поверхні, що складає з довільного числа ланок, і розроблений алгоритм її синтезу. Проведено чисельні експерименти, що ілюструють і підтверджують на конкретних прикладах теоретичні висновки.

Ключові слова: крива; поверхня: фасонна, лінійча-

the gas-turbine engines blades // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 36-40.

The necessity of development of new sputtering systems for the controlled deposition of multilayer multi-component heat-resistant coatings on the shoulder-blades of gas-turbine engines 4 and 5 generations is shown. A new sputtering system on the basis of ionic magnetron with a virtual anode, segmented cathode and axial plasma streams is offered. This sputtering system allows to control in wide limits the speed of deposition of any component of multicomponent coating in an arbitrary point on the surface of substrate. For the given sputtering system the method of computation of deposition speed and composition of multicomponent multilayer heat-resistant coating is developed.

Key words: heat-resistant coatings, magnetron sputtering system, ionic, cathode sputtering.

Fig. 2. Ref.: 9 items.

UDC 539.4.016:621.831

Dolmatov A., Kolos A. Casting process of crystallization, occasion factors of yielding of crystal // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 41-44.

The physical process of crystallization of metallic material is considered with the ultrasonic affecting of element of modifier stream of crystallization. The comparative indexes of mechanics-physical properties on the type of metallic alloy are resulted for the production of casting of foundings of gear-wheels in an engineer. A purpose is a decline of cost of making and tooling. The prospects of further studies of crystallization are also discussed with ultrasonic influence and determination of admixtures of additions and modifier.

Key words: gear-wheels, wear, analysis, materials, mechan-technological properties, quality, repair, cost of expenses.

Tabl. 1. Ref.: 8 items.

UDC 621.313.1

Sorokin V. Directional synthesis of developable formed surfaces // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 45-49.

The creation method of developable surfaces is devised up. There is proved that ruled surface which is based on two lines one of them is made with scaling and parallel shift translation of another one is developable tapered surface. There is shown tapered surface parametric equation which has scaling value and parallel shift vector coordinates as factors. There is deduced equation of piecewise conical surface which consists of any number of segments and synthesis algorithm of that surface is worked up. There are realized numerical experiments which illustrate and confirm theoretical conclusions by concrete example.

Key words: curve; surface: formed, ruled, develop-

та, що розгортається, конічна, кусочно-конічна; розгорнення; рівняння кривої та поверхні.
Табл. 1. Іл. 8. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.01:621.833:24

Єлисейев Ю.С., Дзюба В.І., Бондаренко П.П., Дорофеев В.Л. **Високоточні верстати ФГУП «ММП «Салют» для шліфування модифікованих зубчатих коліс двигунів** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 50-54.

Більше 90% верстатів для шліфування шеверів і долбляків, і більше 50% верстатів для обробки зубчатих коліс, вживаних на даний час у всіх країнах СНД, виготовлялися на Московському заводі шліфувальних верстатів, верстати такого типу виготовляються на даний час у верстатобудівному підрозділі ФГУП «ММП «Салют». Приведено технічні характеристики нових верстатів для шліфування високоточних зубчатих коліс 3-4 ступені точності. Приведено протоколи вимірювання зубчатих коліс, виготовлених на верстатах ФГУП «ММП «САЛЮТ». Описано математичні основи вимірювальної системи верстата і розглянуто конструкторсько-технологічні питання управління модифікацією зубчатих коліс.

Ключові слова: верстати зубошлифовальні, колеса зубчаті, ФГУП «ММП «САЛЮТ», модифікація, ступінь точності.

Табл. 1. Іл. 10. Бібліогр.: 11 назв.

УДК 621.438.001 2 (02)

Мусаткин М.Ф., Радько В.М. **Визначення областей раціональних подовжень соплових і робочих вінців багатоступінчатих осьових малорозмірних турбін із ступенями швидкості** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 55-60.

Поставлено завдання поліпшення технологічності конструкції осьових малорозмірних турбін (ОМТ) при збереженні рівня ККД. Обґрунтовано вибір як досліджуваного параметр подовження лопаток венців. Використані для вирішення завдання за визначенням його впливу на ККД ОМТ методика і устаткування, розроблені в СГАУ. Приведені результати розрахунковий-експериментальних досліджень за визначенням областей раціональних подовжень соплових і робочих вінців, багато в чому обумовлюючих технологічність конструкції дво-триступінчатих осьових малорозмірних турбін із ступенями швидкості як при повному, так і при парціальному підведенні робочого тіла. Описані фізичні причини впливу подовження вінців лопаток на ефективність робочого процесу в ОМТ. Приводяться рекомендації для газодинамічного проектування вказаних типів турбін, справедливий при ступенях підвищення тиск $\pi_r = 10 \dots 20$, числах Маху $M_{1s} = 1,4 \dots 1,9$ і Рейнольдса - $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$.

Ключові слова: турбіна осьова малорозмірна, число ступенів, ступінь парціальності, параметр нагруженості, коефіцієнт корисної дії, апарати соплові, колеса робочі, подовження лопаток

Іл. 5. Бібліогр.: 7 назв.

able, tapered, piecewise conical; involute; equation of curve; equation of surface.

Tabl. 1. Fig. 8. Ref.: 4 items.

UDC 621.01:621.833:24

Yeliseyev Yu., Dzyuba V., Bondarenko P., Dorofeyev L. **High-precision machines at FSUE "MMPP "SALUT" to grid modified gear wheels for engines** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 50-54.

More than 90% of machines intended to grind shavers and gear cutters and more than 50% of gear-grinding machines, used now in all the CIS countries, were produced by Moscow Grinding-Machine Factory. These types of machines continue to be manufactured by the Machine-Tool Division of FSUE "MMPP "Salut". The main purpose of the gear-grinding machines is to machine engine components. The paper examines the technical characteristics of new 5A868-Type machines for grinding high-accuracy gears of accuracy grade 3-4, including measurement reports on gears manufactured using the machines of FSUE "MMPP "Salut". The mathematical basics of the machine measurement system are reviewed along with the gear profile modification control-related issues for design and technology applications aimed at improving the gear strength.

Key words: gear-grinding machine, gear wheels, FSUE "MMPP "Salut", modification, accuracy grade.

Tabl. 1. Fig. 10. Ref.: 11 items.

UDC 621.438.001 2 (02)

Musatkin N., Radko V. **Determination of areas of the rational lengthenings of crowns of nozzles and workings of multi-stage axial turbines of little sizes with the stages of speed** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 55-60.

The problem of improvement of technological of construction of axial turbines of little sizes (ATL) is set at saving of level of output-input ratio. A choice is grounded as the explored parameter of lengthening the crowns of shoulder-blades. Used for the decision of task on determination of his influencing on output-input ratio ATL method and equipment, developed in SSAU. The results of calculation-experimental researches are resulted on determination of areas of the rational lengthening of crowns of nozzles and workings, in a great deal condition technological of construction of two- of three-stage axial turbines of little sizes with the stages of speed both at complete and at partial admission of working body. Physical reasons of influencing of lengthening the crowns of shoulder-blades are described on efficiency of working process in ATL. Led recommendation for the gas-dynamic planning of the indicated types of turbines, just at the degrees of increase pressures $\pi_r = 10, 20$, numbers of Stroke $M_{1s} = 1,4 \dots 1,9$ and Reynold's - $Re = (5 \dots 10) \cdot 10^5$.

Key words: a turbine is an axial little size, number of the stages, degree of partiality, parameter of loading, output-input ratio, vehicles are nozzles, wheels are workers, lengthening shoulder-blades.

Fig. 5. Ref.: 7 items.

УДК 621.5.041:533.695.5

Тимошадченко Д.М., Рублевський Е.Ю., Стулень В.А., Письменний В.І. **Порівняння одновимірного і тривимірного розрахункових методів з експериментом для високонапірного відцентрового компресора** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 61-65.

Для скорочення часу й матеріальних витрат на створення високонапірного відцентрового компресора зроблена ідентифікація застосовуваних на ЗМКБ ПРОГРЕС одновимірних і тривимірного розрахункових методів з експериментом. Описано розроблена на ЗМКБ ПРОГРЕС методика одновимірного розрахунку відцентрового компресора, деякі особливості експериментальних досліджень відцентрового компресора виробу АІ-450, особливості розрахунків компресора в тривимірній постановці в CFD-Коді. Проаналізовані деякі причини розбіжності результатів розрахунків з експериментом і намічені шляхи поліпшення їхнього збігу.

Ключові слова: відцентровий компресор, коефіцієнт корисної дії, одновимірна постановка, тривимірна постановка, експериментальні дослідження, модель втрат у відцентровому компресорі, модель тривимірного впливу.

Іл. 3. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 621.165:532.6

Єршов С.В., Яковлев В.А. **Аеродинамічна оптимізація просторової форми лопаток парових і газових турбін** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 66-70.

Описано підхід до аеродинамічної оптимізації просторової форми лопаток турбін на основі використання тривимірних моделей розрахунку в'язкої течії в лопаткових апаратах турбін. Оптимізаційні процедури містять у собі прямі методи локального пошуку, евристичні методи глобального пошуку, а також їхню гібридизацію. Представлено результати оптимізаційних досліджень лопаткових апаратів ступенів парових і газових турбін. Отримані в ході проведених досліджень результати дозволяють поліпшити якість обтікання, зменшити втрати, а також підвищити ККД ступенів турбін.

Ключові слова: турбіна, лопатковий апарат, просторове профілювання, обчислювальна аеродинаміка, тривимірна в'язка течія, оптимізація.

Табл. 1. Іл. 7. Бібліогр.: 10 назв.

УДК 629.7.087:538.4:001.2

Хитько А.В., Пискунков О.Ф. **Проблемні питання розробки багатокатодного плазмового контактору** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 71-73.

Електродинамічна тросова система (ЕТДС) дозволяє вирішити кілька принципових завдань у космосі: здійснення взаємного перетворення електричної й механічної енергії, генерація наддовгих електромагнітних хвиль. Завдання формування плазмового контактора в ЕТДС визначається необхідністю збіль-

UDC 621.5.041:533.695.5

Timoshadchenko D., Rublevsky E., Stulen V., Pismennyi V. **Comparison of one-dimensional and three-dimensional desing methods with experiment for the high-pressure centrifugal compressor** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 61-65.

For abbreviation of a time and material inputs on creation of the high-pressure centrifugal compressor identification used on ЗМКБ ПРОГРЕС of one-dimensional and three-dimensional desing methods with experiment is produced. The technique of one-dimensional calculation of the centrifugal compressor, some habits of experimental researches of the centrifugal compressor of product АІ-450, habits of calculations of the compressor in three-dimensional statement in a CFD-code circumscribed developed on ЗМКБ ПРОГРЕС. Some reasons of noncoincidence of results of calculations with experiment are analysed and ways of improving of their coincidence are planned.

Key words: the centrifugal compressor, efficiency, one-dimensional statement, three-dimensional statement, experimental researches, model of losses in the centrifugal compressor, model of a three-dimensional viscous flow.

Fig. 3. Ref.: 6 items.

UDC 621.165:532.6

Yershov S., Yakovlev V. **Aerodynamic optimization of spatial form of steam and gas turbines blades** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 66-70.

The method based on the 3D viscous flow solver is suggested for aerodynamic optimisation of turbine blade spatial shape. The optimisation technique involves direct local search methods, heuristic global search methods and their hybridisation. Numerical results of optimisation investigations are presented for blade rows of steam and gas turbine stages. The results obtained show improving flow behaviour, decreasing kinetic energy losses and increasing turbine stage efficiency.

Key words: turbine, blade row, spatial blade design, computational fluid dynamic, three-dimensional viscous flow, optimization.

Tabl. 1. Fig. 7. Ref.: 10 items.

UDC 629.7.087:538.4:001.2

Khitko A., Piskunkov A. **Problem question creations many cathode plasma contactor** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 71-73.

The electrodynamic cord system (EDCS) allows to decide, some basic problems in space: implementation of mutual transformation of electrical and mechanical energy, generation of superlong electromagnetic waves. The problem of formation of a plasma contactor in EDCS is determined by necessity of increase in the

шення площі електричного контакту й зменшення опору в перехідному шарі системи «трос – іоносфера». При роботі плазмового контактора на основі порожнього катода недоцільно прагнути до створення порожнього катода з високими характеристиками по струму й потужності. Доцільна схема плазмового контактора, побудована з використанням декількох інжекторів плазми на основі порожнього катода. Режим роботи одиночного плазмового контактора повинен бути слабкострумовим.

Ключові слова: порожнинний витратний катод, внутрішній допоміжний розряд.

Іл. 1. Бібліогр.: 6 назви.

УДК 533.697:621.51

Кваша Ю.О., Мелашич С.В. Про сумісне розв'язання прямої та зворотної задачі газодинаміки компресорних решіток // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 74-77.

Описані методи розв'язання прямої та зворотної задачі газодинаміки компресорних решіток у двовимірній постановці. З використанням розв'язку задачі про течію газу в решітці профілів, що був отриманий як результат чисельного інтегрування системи осереднених рівнянь Нав'є-Стокса і моделі турбулентності SALSA, побудовано розв'язок зворотної крайової задачі в рамках наближення Чаплигіна. Проведено порівняння геометричних параметрів вихідної та отриманої решіток. Зроблено висновки щодо необхідності врахування в'язких ефектів течії при розв'язанні зворотних задач, а також щодо можливості подальшого застосування обох методик при проектуванні лопаткових вінців компресорів авіаційних газотурбінних двигунів.

Ключові слова: решітка профілів, зворотна задача, пряма задача, рівняння Нав'є-Стокса, проектування, стислива течія, циркуляція, потенціал швидкості.

Іл. 2. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 621.165:532.6

Русанов А.В., Пащенко Н.В. Аеродинамічне удосконалення перших двох ступенів ЦНТ парової турбіни потужністю 200 МВт // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 78-82.

Представлено результати модернізації перших двох ступенів циліндру низького тиску парової турбіни потужністю 200 МВт. Запропоновано метод профілювання лопаток, згідно котрому профілі задаються кривими четвертого ступеня. Розрахунки втрат, ККД та аналіз ефективності обтікання виконано на основі результатів чисельного моделювання просторової в'язкої течії у лопаткових апаратах турбомашин. Розроблено проточну частину перших двох високонавантажених ступенів ЦНТ парової турбіни. Ступені модернізованої конструкції забезпечують підвищення ККД на 2,9% та зростання потужності на 3,43 МВт (на один потік).

Ключові слова: турбіна, проточна частина, циліндр низького тиску, модернізація, обчислювальна аеродинаміка, тривимірна в'язка течія.

Табл. 2. Іл. 3. Бібліогр.: 8 назв.

square of the electric contact and resistance reduction for a system transition layer «a wire rope – an ionosphere». By activity of a plasma contactor on the basis of the hollow cathode it is inexpedient to be aimed to creation of the hollow cathode with high characteristics on a current and power. The scheme of a plasma contactor built with use of several injectors of plasma on the basis of the hollow cathode is expedient. The operational mode of a single plasma contactor should be light-current.

Key words: hollow cathode with mass flow rate, initial discharge.

Fig. 1. Ref.: 6 items.

УДК 533.697:621.51

Kvasha Yu., Melashych S. On the combined solution of the direct and inverse problems of the compressors' cascades gas-dynamics // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 74-77.

In present work the techniques for solving direct and inverse problems of compressors' cascades gas-dynamics in two-dimensional formulation are presented. The solution of inverse problem in Chaplygin assumption is built with the use of the solution of direct problem (gas flow in airfoil cascade), which was obtained by the numerical integration of the averaged set of Navier-Stokes equations with SALSA turbulence model. The comparison of the initial and obtained cascades is carried out. The conclusions about the necessity of viscous effects calculation and about the future application of both techniques in the aviation propulsion engineering are made.

Key words: airfoil cascade, inverse design, direct design, Navier-Stokes equations, compressible flow, circulation, velocity potential.

Fig. 2. Ref.: 9 items.

UDC 621.165:532.6

Rusanov A., Paschenko N. Aerodynamic modernization of the first two stages low-pressure part of steam turbine power 200 MW // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 78-82.

The results of researches modernization the first two stages of low-pressure part of steam-turbine power 200 MW are presented. The profiling technique based on description the blade section geometry with the quartic curves. The calculations of losses, stage efficiency, and flow structure has been performed basing on numerical simulation of three-dimensional viscous flow within turbomachinery flowpath. The first two high-loaded stages flowpath in the low-pressure part of steam turbine is developed. The stages of the modernized construction have raised efficiency level by 2,9% and increase turbine capacity on 3,43 MW (on one flow).

Key words: airfoil cascade, inverse design, direct design, Navier-Stokes equations, compressible flow, circulation, velocity potential.

Tabl. 2. Fig. 3. Ref.: 8 items.

УДК 681.3

Кравченко О.В., Суворова І.Г., Баранов І.А., Холобцев С.С. Моделювання гідродинамічних процесів в пристроях високоефективного розпилювання рідких палив // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 83-89.

Якість подачі палива і окислювача до камер згоряння суттєво впливає на техніко-економічні та екологічні показники ефективності роботи енергетичних установок. Проведене математичне і фізичне моделювання течії в торсійних гідродинамічних форсунках, основною задачею яких є ультрадисперсне розпилювання емульсивного або суспензійного палив. Запропоновані методи інтенсифікації процесів підготовки палив і їх розпилювання з використанням кавітаційних явищ. Представлені результати експериментальних досліджень розроблених кавітаційних пристроїв, зокрема у складі пілотної установки по отриманню і спалюванню штучних композитних рідких палив. Показані переваги використання даних виробів і шляхи їх подальшого впровадження в різні галузі промисловості.

Ключові слова: математична модель, дисперсність, гідродинамічні перетворювачі, рідке паливо.

Лл. 11. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.16:532.6

Спіцин В.С., Шаровський М.А., Шелковський М.Ю. Компресор зі спеціальним профілюванням лопаткових вінців // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 90-94.

У роботі розглянуті результати ідентифікації розрахункової моделі лопаткових вінців осьового компресора на основі програмного комплексу ANSYS CFX по експериментальних дослідженнях, а також результати розрахунково-експериментальних досліджень компресора з лопатковими вінцями, спроектованими за спеціальною методикою. Розрахунково-експериментальні дослідження виконувалися на високонапорному шестиступеновому осьовому компресорі, три перші ступіні якого спроектовані за класичною методикою, а три останні – за спеціальною методикою. Розрахункові дослідження проводилися як на грубій, так і на точній сітці. За результатами експериментальних досліджень отримані дані для кута відставання і кута атаки у вигляді коефіцієнтів.

Ключові слова: компресор, профіль, середня лінія, робоче колесо, к.к.д., експеримент, характеристика, кут відставання, кут атаки.

Лл. 10. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.43.056

Сербін С.І., Вілкул С.В. Моделювання процесу розпилю рідкого палива відцентровою форсункою // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 95-98.

Розглянуто можливість визначення конуса розпилю одно- та двоканальної відцентрових форсунок, що працюють на рідкому паливі, шляхом математичного моделювання плин рідкої та газообразної фаз у каналах паливних форсунок енергетичних ГТУ.

UDC 681.3

Kravchenko O., Suvorova I., Baranov I., Kholobcev S. Simulation of hydrodynamic processes in the devices of high-effective atomization of liquid-fuels // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 83-89.

A quality of feed of fuel and oxidant in combustion chambers has essential influence on the technical economical and ecological indices of power-plants work efficiency. The mathematical and physical modeling of flow in torsion hydrodynamic sprayers is carried out, the basic task of which is ultradispersion atomization of emulsive or suspension fuels. The methods of processes intensification for fuels preparation and their atomization with use of the cavitation phenomena are suggested. The results of experimental researches of the developed cavitation devices, including in part of the pilot setting for getting and burning of artificial composite liquid-fuels, are presented. The advantages of use of these devices and way of their further introduction in different industries are shown.

Key words: mathematical model, dispersion, hydrodynamic transformers, liquid-fuel.

Fig. 11. Ref.: 7 items.

UDC 621.16:532.6

Spitsyn V., Sharovsky M., Shelkovsky M. Compressor designed using special profiling technique // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 90-94.

This paper shows the results of identification of a computational model blade vanes of the axial-flow compressor in-process surveyed on the basis of programm complex ANSYS CFX on experimental researches, and also results of settlement - experimental researches of the compressor with blade cascades of the vanes designed by a special technique. Settlement - experimental researches were executed on the high-pressure six-step axial-flow compressor which three primes are designed by a classical technique, and three last - by a special technique. Rated researches were carried out both on coarse, and on an exact grid. By results of experimental researches datas for an angle of lag and an angle of attack as factors are obtained.

Key words: compressor, profile, average line, driving wheel, efficiency, experiment, performance, angle of lag, angle of attack.

Fig. 10. Ref.: 4 items.

UDC 621.43.056

Serbin S., Vilkul S. Liquid fuel atomization modeling by pressure-swirl atomizer // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 95-98.

A spray cone calculating possibility of single- and dual-orifice pressure-swirl atomizers for liquid fuel by means of the mathematical simulation of the fluid flow in power GTP fuel nozzles' channels was considered. Numerical studies' results of the fuel outflow process

Представлено результати чисельних експериментів по прогнозуванню процесів витікання палива за допомогою VOF-моделі. Представлені контури об'ємних часток рідкої фази, тисків і швидкостей свідчать про складний характер гідродинамічної взаємодії потоків у каналах форсунок.

Ключові слова: газотурбінний двигун, відцентрова форсунка, моделювання, конус розпилу.

Лл. 7. Бібліогр.: 4 назви.

УДК 621.43.056

Костюк В.Є., Кирилас О.І., Кравченко І.Ф., Степанова Т.В., Калиниченко Е.В. **Вплив вхідної нерівномірності потоку на гідравлічний опір відривного дифузора камери згоряння авіаційного ГТД. 2. Результати обчислювального експерименту** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 99-104.

Виконано числове моделювання впливу радіальної і окружної нерівномірності розподілу осередненої швидкості і параметрів турбулентності поза компресором на гідравлічний опір відривного дифузора реальної камери згоряння авіаційного газотурбінного двигуна. Для числового моделювання відривної течії використані осереднені за Рейнольдсом стаціонарні рівняння Нав'є – Стокса нестисливої рідини, що замкнені моделлю турбулентності Лаундера – Сполдинга. Надані результати обчислювального експерименту, що підтверджують важливість врахування попередньої історії течії при оцінці гідравлічного опору відривних дифузоров.

Ключові слова: камера згоряння, дифузор, гідравлічний опір, моделювання, нерівномірність.

Табл. 1. Лл. 6. Бібліогр.: 11 назв.

УДК 537.523:538

Тропіна А.А. **Аналіз процесу запалювання низькотемпературною нерівноважною плазмою** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 105-109.

Проведено порівнювальний аналіз можливих механізмів впливу низькотемпературної нерівноважної плазми наносекундного розряду на процеси запалювання та горіння в умовах високого тиску. У якості додаткового параметру, який характеризує електродинаміку процесу запалювання імпульсними джерелами запалювання, пропонується використовувати величину зведеного електричного поля розряду. Пропонується напівемпіричне співвідношення, яке дозволяє оцінювати зміну величини періоду затримки запалювання паливно-повітряної суміші у залежності від зведеного електричного поля.

Ключові слова: нерівноважна плазма, зведене електричне поле, наносекундний розряд, період затримки запалювання.

Лл. 2. Бібліогр.: 8 назв.

УДК 629.12

Ісаков Б.В., Котов А.В., Осіпов Є.В., Усатенко А.А. **Оптимізація перехідного дифузора між турбіною**

prediction with VOF-model were presented. Displayed contours of liquid phase volume fractions, pressure and velocity were evidence of the complicated character of flow hydrodynamic interaction in nozzles' channels.

Key words: gas turbine engine, pressure-swirl atomizer, simulation, spray cone.

Fig. 7. Ref.: 4 items.

UDC 621.43.056

Kostyuk V., Kirilash E., Kravchenko I., Stepanova T., Kalinichenko E. **Inlet Flow Non-uniformity Effect on the Aircraft Gas Turbine Combustor Dump Diffuser Flow Resistance. 2. Results of Computational Experiment** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 99-104.

Numerical investigation of effect of the radial and circumferential non-uniformity of averaging velocity and turbulence parameters distribution after compressor on the real aircraft gas turbine combustor dump diffuser flow resistance is performed. Steady Reynolds averaged incompressible Navier – Stokes equations, closed by Launder – Spalding turbulence model, are used for numerical simulation of flow separation. Results of the computational experiment are presented. Its confirm importance of the consideration of the flow prehistory in assessment of combustor dump diffuser flow resistance.

Key words: combustor, diffuser, flow resistance, simulation, non-uniformity.

Tabl. 1. Fig. 6. Ref.: 11 items.

UDC 537.523:538

Tropina A. **Analysis of the ignition process by low-temperature non-equilibrium plasma** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 105-109.

The comparative analysis of the possible mechanisms of low-temperature non-equilibrium plasma of nanosecond discharge influence on the ignition and combustion processes at high pressures has been carried out. It has been proposed to use the reduced electric field value as the additional parameter which characterizes the electrodynamics of the ignition processes by impulse ignition sources. The semi-empiric correlation has been proposed which allows evaluating the changing of delay ignition time of fuel-air mixture depending on the reduced electric field.

Key words: non-equilibrium plasma, reduced electric field, nanosecond discharge, ignition delay time.

Fig. 2. Ref.: 8 items.

UDC 629.12

Isakov B., Kotov A., Osipov E., Usatenko A. **Optimization of transition diffuser between low pressure tur-**

низького тиску і силовою турбіною газотурбінного двигуна ДН80 // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 110-119.

У роботі представлені результати оптимізації міжтурбінного перехідного дифузора осьової турбіни газотурбінного двигуна (ГТД). Дослідження виконані експериментальним методом на моделі. Умови роботи вузла наближені до натурного: на вході в дифузор створена існуюча на двигуні закручування потоку, на виході встановлений модельний сопловий апарат (СА) наступної першої ступені силової турбіни (СТ). Для запропонованих нових варіантів дифузора досліджена аеродинамічна ефективність системи "дифузор – СА", для обраного найкращого варіанта визначені втрати в системі "дифузор – СА", безпосередньо в дифузорі, досліджене плин газу перед і за СА.

Ключові слова: дифузор, система "дифузор – СА", зовнішнє і внутрішнє обведення, сопловий апарат, кут розкриття еквівалентного дифузора, видаткова характеристика, поле повного тиску, коефіцієнт відновлення повного тиску.

Табл. 1. Іл. 9. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.453.034.3:621.646.7

Грушенко О.М., Кир'ячук О.Л. **Дослідження масообміну в гідравлічних трактах із взаємно перехресними каналами** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – 2008. – № 7 (54). – С. 120-124.

Представлено деякі особливості плину рідин у проточних трактах на основі взаємно перехресних каналів і особливості геометричної структури таких трактів. Розглянуто можливості інтенсифікації процесів сумішоутворення в потоці при плинні різнорідних рідин по циліндричних вихрових трактах (ЦВТ). Запропоновано методику проведення експериментальних досліджень процесів змішання у ЦВТ, засновану на аналізі гідродинамічних процесів методами теорії подоби, визначений вид критеріального рівняння залежності характеристик змішання від реологічних властивостей рідин, що змішуються, характеру їхнього плину і геометричних характеристик змішувальних пристроїв на основі трактів із взаємно перехресними каналами.

Ключові слова: масообмін, змішення, сумішеутворення, циліндрові вихрові тракти, канали, що взаємно перехрещуються.

Іл. 4. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 629.735.017.1:629.735.33(045)

Кучер А.Г., Власенко П.А. **Управление надежностью парка воздушных судов Украины** // *Авиационно-космическая техника и технология*. – 2008. – № 7 (54). – С. 125-132.

Рассмотрены вопросы управления, анализа и контроля надежности авиационной техники, которая входит в состав парка воздушных судов Украины. Проведен мониторинг надежности компонентов ВС.

Ключевые слова: летная годность, показатели надежности и эффективности, контроль и мони-

bine and power turbine of DN80 gas turbine engine // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 110-119.

This work presents optimization results for interturbine transition diffuser for axial turbine of gas turbine engine (GTE). Researches are executed on a model using experimental method. The unit operating conditions are similar to full – scale engine conditions: flow vortex, existing at the real engine has been created at the diffuser inlet, model nozzle vane (NV) of subsequent 1st stage of power turbine (PT) has been installed at the outlet. Aerodynamic efficiency of the "diffuser – NV" system has been investigated for the proposed new variants of the diffuser. Losses have been determined in "diffuser – NV" system, in diffuser itself for the best selected variant. Gas flow upstream and downstream of NV has been investigated.

Key words: diffuser, system "diffuser - NV", external and internal contours, nozzle vane, angle of disclosing equivalent diffuser, gas flow characteristic, a field of full pressure, full pressure recovery factor.

Tabl. 1. Fig. 9. Ref.: 7 items.

UDC 621.453.034.3:621.646.7

Grushenko A., Kiryanchuk A. **Research of mass exchange processes in flowing tracts basis on mutually criss-cross canals** // *Aerospace technic and technology*. – 2008. – № 7 (54). – P. 120-124.

Some features of liquids current in flowing tracts based on the mutually criss-cross canals and features of geometry structure such tracts are presented. The intensification possibilities of carburetion processes in stream are considered when current of heterogeneous liquids in cylindrical vertical tracts (CVT) takes place. The experimental investigations method of carburetion processes in CVT that is based on analysis methods of similarity theory of hydrodynamic processes is proposed. The type of carburetion characteristic criterion equation is defined. This equation depends on the liquids theological properties, mode characteristics of flow and geometry factors of blending arrangements based on the flowing tracts with mutually criss-cross canals.

Key words: mass transfer, mixing, carburetion, cylindrical vortical highways, mutually criss-cross channels.

Fig. 4. Ref.: 7 items.

UDC 629.735.017.1:629.735.33(045)

Kucher O., Vlasenko P. **The control of reliability of Ukrainian airplane's park** // *Aerospace technic and technology*. – 2007. – № 7 (54). – P. 125-132.

The questions of analysis and control of reliability of aviation technique which enters in the complement of park of air courts of Ukraine are considered. Monitoring of reliability of airplane's components is conducted.

Key words: airworthiness, reliability and efficiency

торинг надійності, управління надійністю.
Табл. 1. Ил. 12. Библиогр.: 4 наим.

УДК 629.7.067.5:621.452.322.037.015-52

Гельмедов Ф.Ш., Горячев А.В., Горячева Н.Е., Ланшин А.И. Павлюков Е.В., Петров С.Б., Харламов А.В., Чиванов С.В. **Методичні питання проведення випробувань авіаційних двигунів в умовах зледеніння й оцінка зміни характеристик ТРДД** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 133-138.

У ЦІАМ ім. П.І. Баранова створені й відкалібровані стенди, що дозволяють імітувати умови максимально тривалого й максимально короткочасного зледеніння відповідно до Російських і Закордонних нормативних документів у широкому діапазоні режимних параметрів. На стендах можливе проведення на сучасному рівні випробувань в умовах зледеніння авіаційних двигунів а також інших об'єктів авіаційної техніки в оптимальні з технічної – економічної точки зору умовах. На відкаліброваному стенді Ц-1А проведені випробування експериментального двигуна в умовах штучного зледеніння. На основі обробки експериментальних даних отримані кількісні оцінки ефектів захарщення проточних частин крижаними наростами й зниження к.к.д. вентилятора. Проведено розрахунковий аналіз по оптимізації закону керування двигуном.

Ключові слова: зледеніння, захист проти зледеніння, газотурбінний двигун, експериментальні дослідження.

Табл. 2. Ил. 5. Библиогр.: 2 назви.

УДК 629.7.036.3

Буров М.М., Елькес А.А. **Двигун Д-30КП «Бурлак» – малобюджетне рішення проблеми модернізації силової установки літака ІЛ-76** // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 139-141.

Розглянуто проблеми експлуатації найзатребуваного транспортного літака ІЛ-76, які обумовлені зростаючою конкуренцією на ринку авіаперевезень і жорсткістю міжнародних екологічних вимог. Запропоновано концепцію модернізації силової установки літака, що забезпечує його відповідність перспективним екологічним вимогам та покращання експлуатаційних характеристик за мінімальних для розробника й експлуатанта витрат. Надано основні технічні характеристики двигуна Д-30КП «Бурлак», що представляє собою модернізацію серійного двигуна Д-30КП-2 із максимально можливим ступенем уніфікації із серійним двигуном. Показано переваги літака ІЛ-76, який оснащено модернізованою силовою установкою. Подано інформацію про стан програми створення й доведення двигуна Д-30КП «Бурлак» та показані перспективи його подальшого розвитку.

Ключові слова: літак ІЛ-76, двигун Д-30КП «Бурлак», модернізація, силова установка, вантажні авіаперевезення, проблеми експлуатації.

Ил. 3. Библиогр.: 4 назви.

factors, reliability control and monitoring
Tabl. 1. Fig. 12. Ref.: 4 items.

UDC 629.7.067.5:621.452.322.037.015-52

Gelmedov F., Goryachev A., Goryacheva N., Lanchin A., Pavlyukov E., Petrov S., Harlamov A., Chivanov S. **Methodical matters of testing aviation engines in ice conditions and estimation of engine variation** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 133-138.

In CIAM were created and calibrated test rigs for simulation of continuous maximum and intermittent maximum ice conditions in accord with Russian and foreign regulations in a wide range of operating conditions. On test rigs it is possible to carry out up-to-date ice tests of aviation engines as well as other objects of aircraft technics in optimal conditions in a technical and economical sense. On calibrated test rigs C-1A were carried out icing tests of experimental engine. On the basis of experimental data quantitative estimations of blocking inlet duct by ice accretions and loss of fan efficiency were obtained. Calculation analysis of optimizing law of engine control was carried out.

Key words: icing conditions, ice protection, gas turbine engine, experimental research.

Tabl. 2. Fig. 5. Ref.: 2 items.

UDC 629.7.036.3

Burov M., Elkes A. **The D-30KP Burlak engine is a low-budget solution of the problem to retrofit the propulsion system of the IL-76 aircraft** // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 139-141.

Problems of operation of the IL-76 aircraft (the Russian aircraft, which is of greatest demand) due to growing competition in the air-freight services market and toughening of international environmental standards are considered. The concept to retrofit the aircraft propulsion system, ensuring that it will meet the advanced environmental standards and improving operational performance at minimum costs for the developer and operator, is proposed. The main specifications of the D-30KP Burlak engine, which is the retrofit of D-30KP-2 production engine with maximum possible degree of unification with the serial engine, are presented. The advantages of the IL-76 aircraft, equipped with the retrofitted propulsion system, are shown. The information on the status of the program of creation and development of the D-30KP Burlak engine is given and opportunities for its further development are shown.

Key words: the IL-76 aircraft, the D-30KP Burlak engine, retrofit, propulsion system, air-freight services, operation problems.

Fig. 3. Ref.: 4 items.

УДК 629.5:621.4

Ткач М.Р. **Характеристики ГТУ з додатковою камерою згоряння, що використовують альтернативні паливні ресурси** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 7 (54). – С. 142-144.

Методами математичного моделювання доведено, що енергетична установка, що використовує альтернативні паливні ресурси, та створена на базі ГТД UGT6000 з додатковою камерою згоряння дає змогу досягнути нормованого (по відношенню до показників ГТД в умовах ISO2314) значень ККД 0,62...0,77 та потужності – 0,79...0,83. Утилізація тепла відпрацьованих газів дає змогу поліпшити ці показники до величин 0,95...1,01 та 1,01...1,19 відповідно. Визначено протилежний вплив параметрів технологічного процесу отримання палива на показники енергетичної ефективності ГТУ схем, що розглянуто.

Ключові слова: характеристики, альтернативне паливо, енергетичні установки.

Лл. 2. Бібліогр.: 5 назв.

УДК 621.182

Білека Б.Д., Гаркуша Л.К. **Способи регулювання теплових навантажень когенераційних установок з газопоршневими двигунами** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 7 (54). – С. 145-147.

Розглянуті питання незалежного підвищення і регулювання теплового навантаження когенераційних установок з газопоршневими двигунами. Незалежне підвищення та регулювання теплового навантаження когенераційних установок може бути здійснене підвищенням теплового потенціалу продуктів спалення перед утилізатором шляхом впровадження підтоплювання. Можливі дві модифікації теплового регулювання – кількісне регулювання та якісне. При кількісному регулюванні в результаті підтоплювання в утилізаторі збільшується як витрата продуктів спалення, так і температура. При якісному регулюванні витрата продуктів спалення практично залишається постійною. Проведені дослідження та сформульовані рекомендації що до застосування двох модифікацій підтоплювання.

Ключові слова: когенераційна установка, газопоршневий двигун, казан-утилізатор, тепла потужність, коефіцієнт використання теплоти палива, кількісне регулювання, якісне регулювання, газодинамічний опір.

Лл. 4. Бібліогр.: 1 назва

УДК 629.454.4

Бондаренко С.Г., Хорольський П.Г., Адамчик Л.В. **До оцінки енерговагової ефективності ракетних двигунів на пастоподібному паливі с глибоким дроселюванням** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 7 (54). – С. 148-150.

Сформовано загальний підхід до оцінки енерговагової ефективності ракетно-космічних літальних апаратів (ракет-носіїв, розгінних блоків, космічних

UDC 629.5:621.4

Tkach M. **The characteristics of GT power plant with additional combustion chamber, using alternate fuel resources** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 7 (54). – P. 142-144.

By methods of mathematical simulation is shown, that the power installation using alternate fuel resources and created on base UGT6000 with the additional combustion chamber allows to reach normalized (in relation to values GT in conditions on ISO2314) values efficiency is 0,62 ... 0,77 and power – 0,79 ... 0,83. The salvaging of heat of products of combustion allows to increase normalized values efficiency up to 0,95 ... 1,01 and power – 1,01 ... 1,19. The opposite influence of parameters of the technological process of obtaining of fuel on values of power efficiency power installation of the considered schemes is detected.

Key words: performance, alternate fuel, GT power plant.

Fig. 2. Ref.: 5 items.

UDC 621.182

Bileka B., Garkusha L. **Methods of heat load regulation of cogeneration plants with gas-piston engines** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 7 (54). – P. 145-147.

Problems of the independent increase and heat load regulation of cogeneration plants with gas-piston engines are considered. The independent increase and heat load regulation of cogeneration plants may be realized by increasing in the heat potential of combustion products in the utilizer by using the heating a little. Two modifications of the heat regulation are possible – the quantitative regulation and qualitative one. At the quantitative regulation as a result of heating a little both the combustion product rate and temperature increase. At the qualitative regulation the combustion product rate remains practically constant. The investigations are conducted and the recommendations for the application of two modifications of heating a little are formulated.

Key words: kogeneration, setting, gas powdeengine, caldron-утилізатор, thermal power, coefficient of the use of warmth of fuel, quantitative adjusting, high-quality adjusting, gas-dynamic resistance.

Fig. 4. Ref.: 1 item.

UDC 629.454.4

Bondarenko S., Horol's'kiy P., Adamchik L. **To an estimation power-mass efficiency of rocket engines on pastelike fuel with deep throttling** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 7 (54). – P. 148-150.

The common approach to the power-mass efficiency estimation space-rocket flying devices (launch vehicles, orbital boosters, spacecrafts) with impellent in-

апаратів) з двигунними установками різних типів. Розроблена достатньо проста методика порівняльної оцінки такої ефективності, що потребує вихідних даних, як правило, відомих із джерел інформації, причому мінімального складу. Оцінена енерговагова ефективність декількох розгінних блоків з різними двигунами установками, в тому числі на твердому паливі. Проведено порівняльний аналіз енерговагової ефективності цих апаратів з розгінним блоком, що проектується, з дросельованою двигунною установкою на пастоподібному паливі. Показана доцільність застосування такої установки. **Ключові слова:** енергетична ефективність, вагова ефективність, пастоподібне паливо, дроселювання Табл. 1. Іл. 1. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 623.438.324

Кумченко Я.О., Коновалов В.І., Спицький В.І. Нетрадиційне джерело енергії газоповітряного пуску танкового двигуна типу ВГМ при аварійних ситуаціях // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 151-153.

Запропоновано нетрадиційне джерело енергії для запуску танкового двигуна в аварійній ситуації, наприклад, відсутності електроенергії на борту. Таким джерелом може бути енергія артилерійських порохів, що утилізуються в даний час. Стартер-генератор СГ-18 в стартовому режимі розвиває потужність близько 25 кВт. Теплотворна здатність артилерійських порохів та висока швидкість їх горіння дозволяють реалізувати таку потужність в невеликому твердопаливному газогенераторі. У випадку необхідності зменшити температуру вихідних газів можливо за допомогою теплопоглинаючих речовин або змішуванням їх з повітрям.

Ключові слова: танковий двигун, запуск, аварійна ситуація, нетрадиційне джерело енергії, генератор на твердому паливі.

Іл. 3. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 629.124.74

Тарасенко М.О. Часткові режими суднового газотурбінного двигуна з проміжним охолодженням // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 154-157.

Розглядається газотурбінний двигун, який має попередній окремо стоячий компресор з незалежним приводом. Між окремо стоячим компресором і двигуном встановлено проміжний охолоджувач циклового повітря, в якому підтримується задана температура повітря на виході. Наведена методика розрахунку часткових режимів такої установки, як системи з двома ступенями свободи (подача палива і тиск за окремо стоячим компресором). Установка може мати теплоутилізуючий контур. Можливий аналіз часткових режимів з теплоутилізуючим контуром.

Ключові слова: коефіцієнт відновлення повного тиску, витрата, характеристика, проміжне охолодження, турбіна, компресор.

Іл. 2. Бібліогр.: 3 назви.

stallations of different types is generated. Simple method of a comparative estimation of such efficiency, demanding the initial data, as a rule, known of sources of the information, and the minimal structure is developed. It is estimated power-mass efficiency of spacecraft with throttled engine devices on pastelike fuel. Quiet high efficiency of such installations is shown.

Key words: Energy efficiency, weight efficiency, pastelike fuel, throttling.

Tabl. 1. Fig. 1. Ref.: 9 items.

УДК 623.438.324

Kumchenko J., Konovalov V., Spitskij V. Nontradition source of energy for gas-air start of tank engine clase VGMat crash situation // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 151-133.

It is proposed nontradition source of energy for tank engine start in crash situation, for example, in the absence of electric energy at the side. Such a source may be artillery powderenergy, that is utilize at present time. Starter-generator SG-18 in the start conditions is develop about 25 kWt power. Artillery powder heat capacity and hight speed of they burning are allow to realize such power at small hardfuel gas generator. In case of necessary for reduce of exit gas temperature one can it with help of heatabsorpting substances or by mixing it with air.

Key words: tank engine, start, crash situation, nontradition source of energy, generator with hard fuel.

Fig. 3. Ref.: 6 items.

УДК 629.124.74

Tarasenko M. Partial rate of ship turbo-engine with an intercooling // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 154-157.

The turbo-engine having a preliminary separately standing compressor (SSC) with an independent drive, is examined. Between a separately standing compressor and an engine is set the intercooler of sequencing air in which the set temperature of air is supported on an output. The method of calculation of the partial modes of systems with two-degree-of-freedom (serve of fuel and pressure after SSC). Setting can have a heat-recycle contour is resulted. The analysis of the partial modes is possible with heat-recycle contour.

Key words: coefficient of renewal of complete pressure, expense, description, intermediate cooling, turbine, compressor.

Fig. 2. Ref.: 3 items.

УДК 621.577

Радченко А.М. **Тепловикористовуючі установки кондиціонування повітря суднових допоміжних дизелів** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 7 (54). – С. 158-162.

Проаналізована доцільність попереднього охолодження циклового повітря суднових допоміжних дизелів у турбодетандерній холодильній машині, що використовує енергію відхідних газів. Розглянуті схемні рішення турбодетандерних установок кондиціонування циклового повітря на вході дизелів, включаючи їх комбінацію з тепловикористовуючою ежекторною кондиціонуючою установкою на низькокиплячих робочих тілах. Відзначені особливості застосування різних варіантів тепловикористовуючих установок кондиціонування циклового повітря суднових дизелів, їх основні переваги та недоліки.

Ключові слова: судновий допоміжний дизель, попереднє охолодження циклового повітря, турбодетандер, низькокипляче робоче тіло, тепловикористовуюча холодильна машина.

Л. 3. Бібліогр.: 6 назв.

УДК 621.577

Коновалов Д.В., Радченко М.І. **Утилізація скидної теплоти суднових енергоустановок з генерацією холоду та використанням ефекту термопресії** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 7 (54). – С. 163-167.

Досліджено вплив температури навколишнього середовища на ефективність суднових енергоустановок і показана доцільність охолодження повітря дизельних двигунів ежекторною холодильною машиною, що використовує скидну теплоту. Проаналізована можливість підвищення ефективності ежекторної тепловикористовуючої холодильної машини шляхом збільшення проміжного тиску в робочому циклі за допомогою термопресора. При цьому застосовано ефект термопресії, який полягає в підвищенні тиску парового потоку в результаті випаровування дрібнодисперсної рідини, упорскуваної в перегрітий паровий потік, попередньо прискорений до швидкості, близької швидкості звуку.

Ключові слова: енергоустановка, скидна теплота, утилізація, тепловикористовуюча ежекторна холодильна машина, термопресія.

Л. 4. Бібліогр.: 16 назв.

УДК 621.51.032:621.43.031.3

Альохін С.О., Васильєв Є.С., Герасименко В.П., Краюшкін І.О., Опалєв В.А. **Покращення характеристик відцентрового вентилятора в умовах колової нерівномірності течії** // *Авіаційно-космічна техніка і технологія.* – 2008. – № 7 (54). – С. 168-172.

Наведені основні заходи щодо поліпшення характеристик відцентрового вентилятора з боковим підведенням та відведенням повітря шляхом розміщення напрямних пластин. запропонована методика розрахунку характеристик вентиляторів в умовах ко-

UDC 621.577

Radchenko A. **Waste heat recovery air conditioning systems for marine auxiliary diesel engines** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 7 (54). – P. 158-162.

The expediency of precooling the cyclic air of marine auxiliary diesel engines by turboexpander refrigeration machine recovering exhaust gases energy has been analyzed. The schemes of turboexpander plants for conditioning the cyclic air at the intake of diesel engines, including their combination with waste heat recovery ejector air conditioning system with low boiling fluids as working medium are considered. The main features of application of various variants of waste heat recovery systems for conditioning the cyclic air of marine diesel engines, their main advantages and drawbacks have been pointed.

Key words: marine auxiliary diesel engine, cyclic air precooling, turboexpander, low boiling working fluid, waste heat recovery refrigeration machine.

Fig. 3. Ref.: 6 items.

UDC 621.577

Konovalov D., Radchenko N. **Waste heat recovery in marine power plants with generation of a cold and application of thermopression effect** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 7 (54). – P. 163-167.

The influence of ambient temperature upon the efficiency of marine power plants is investigated and the expedience of cooling the air in diesel engines by ejector refrigeration machine, recovering the waste heat, has been shown. The possibility of increasing the efficiency of waste heat recovery ejector refrigeration machine by arising the intermediate pressure in the working cycle with the help of thermopressor is analyzed. With this the effect of thermopression consisting in increasing the pressure of vapour stream due to the evaporation of high dispersed liquid, injected into superheated vapour stream, accelerated to the velocity, closed to the sonic value, is employed.

Key words: power plant, exhaust heat, utilization, waste heat recovery ejector refrigeration machine, thermopression.

Fig. 4. Ref.: 16 items.

UDC 621.51.032:621.43.031.3

Alyokhin S., Vasilev E., Gerasimenko V., Krayushkin I., Opalev V. **The improvement of centrifugal ventilator's characteristics in conditions of circumferential distortion flow** // *Aerospace technic and technology.* – 2008. – № 7 (54). – P. 168-172.

The main measures of improvement centrifugal ventilator's characteristics with lateral side air inlet and exit by direct plates have been considered. We suggested the calculation method ventilator's characteristics in conditions of circumferential distortion flow. The

лової нерівномірності течії. Методика побудована на основі моделі "паралельної роботи компресорів" та використання напівемпіричних узагальнених характеристик відцентрових компресорів. Ця методика забезпечує високу точність розрахунків, що підтверджується зіставленням розрахункових та експериментальних даних досліджень вентилятора.

Ключові слова: відцентровий вентилятор, характеристика, колова нерівномірність течії, паралельна робота компресорів.

Лл. 2. Бібліогр.: 9 назв.

УДК 004.4:621.45.018

Яковлев Ю.А., Френкель А.Г., Александров В.А., Браженкова М.Я. Розробка і супровід пакета програм для експериментальних іспитів об'єктів авіаційних двигунів // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 173-175.

Розглянуто впровадження і використання пакета програм, що дозволяють швидко і точно одержати вимірювані дані і (або) виконати підготовку даних для генерації сигналів, математичну обробку в процесі моніторингу, реєстрацію даних і відображення на екрані монітора. Запропонований пакет програм дозволяє оперативну і наочно проводити іспит, одержувати друковані документи у виді протоколів і графіків, а також даний пакет програм дозволив інженерів-випробувачеві скоротити час виходу на режим, заощадивши дорогі ресурси і час експерименту.

Ключові слова: вимірювально-обчислювальний комплекс, пакет програм, вимірювальне устаткування, паперовий документ, дані в електронному виді, моніторинг, програмне забезпечення.

Лл. 5. Бібліогр.: 1 назва.

УДК 628.84:626.02

Трушляков С.І., Зубарев А.А. Прогнозування функціональної ефективності систем життєзабезпечення екологічно замкнутого штучного середовища мешкання // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 176-180.

На базі феноменологічного моделювання розглянуто проблему забезпечення життєдіяльності екіпажів підводних апаратів та космічних об'єктів, яка гарантує їх безпеку та працездатність на протязі довгострокового періоду автономності. Аналіз традиційних методів дослідження надійності та побудови критеріїв якості процесів показав їх недостатність для проектування систем життєзабезпечення. Підвищення безпеки та ефективності праці екіпажу за рахунок поліпшення умов його мешкання є основною метою роботи. Розроблений методологічний підхід до прогнозування функціональної ефективності та проектування систем життєзабезпечення дозволяє підвищити безпеку та комфорт екіпажу в екстремальних умовах мешкання.

Ключові слова: безпека, надійність, прогнозування, системи життєзабезпечення, екологічно

method is constructed on based of model "parallel work compressors" and semi-empirical generalize centrifugal compressors characteristics. This method gave high calculation accuracy, that is confirmed by calculation and experimental data of ventilator's investigation.

Key words: centrifugal ventilator, characteristics, circumferential distortion flow, parallel work compressors.

Fig. 2. Ref.: 9 items.

UDC 004.4:621.45.018

Yakovlev Yu., Frenkel A., Aleksandrov V., Brazhenkova M. Development and support of program package for research tests of aero engine objects // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 173-175.

Under consideration is implementation and application of a program package which allow a quick and accurate obtaining measured data and(or) performance of data preparation for generating signals, mathematical processing in the course of monitoring, data recording and their displaying on a monitor screen. The proposed program package allows to conduct tests, obtain printed documents in a format of protocols and plots operatively and obviously, and also this program package ensured to an engineer involved in tests to shorten time for achieving a required mode while saving expensive resources and time used for research.

Key words: measuring and calculating facility, program package, measuring equipment, paper document, data in electronic format, monitoring, software.

Fig. 5. Ref.: 1 item.

УДК 628.84:626.02

Трушляков Е.И., Зубарев А.А. Прогнозирование функциональной эффективности систем жизнеобеспечения экологически замкнутой искусственной среды обитания // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7 (54). – С. 176-180.

На базе феноменологического моделирования рассмотрена проблема обеспечения жизнедеятельности экипажей подводных аппаратов и космических объектов, гарантирующей их безопасность и работоспособность в течение длительного периода автономности. Анализ традиционных методов исследования надежности и построения критериев качества процессов показал их недостаточность при проектировании систем жизнеобеспечения. Повышение безопасности и эффективности работы экипажа за счет улучшенных условий его обитания является основной целью работы. Разработанный методологический подход для прогнозирования функциональной эффективности и проектирования систем жизнеобеспечения позволяет повысить безопасность и комфорт экипажа в экстремальных условиях обитания.

Ключевые слова: безопасность, надежность, про-

замкнуте штучно створене середовище мешкання, феноменологічне моделювання, життєпридатність.

Табл. 1. Бібліогр.: 7 назв.

УДК 621.9.014

Шелковой А.Н., Фадеев В.А., Гуцаленко Ю.Г., Костыгов Е.А. Опыт применения имитационного моделирования при решении задачи модернизации производственных подразделений авиационной промышленности // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 7 (54). – С. 181-188.

Авиационная промышленность является одним из динамически развивающихся направлений мирового промышленного производства. Ей свойственны такие качества, как мобильность, высокие точность и производительность, широкое использование передовых технологий, высокая наукоемкость и, как следствие, большие текущие и капитальные расходы. Поэтому при переходе на выпуск новых изделий очень важно правильно модернизировать техническую, технологическую и организационную структуры производственного процесса. В статье представлен один из подходов к решению этой задачи на основе имитационного моделирования организационно-технологической структуры участка механической обработки детали ГП 25.380 «Блок цилиндров» на государственном предприятии «Харьковский машиностроительный завод имени Ф.Е. Дзержинского».

Ключевые слова: авиационная промышленность, структура, эффективность, оптимизация, технология металлообработки, имитационное моделирование.

Табл. 1. Ил. 8. Библиогр.: 7 наим.

УДК 389.6:629.7.036

Степаненко С.М., Кокотина В.В., Харченко В.Г. Особливості європейської системи підтвердження відповідності авіаційної техніки пропонованим нормативним вимогам // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 189-191.

Проблемою співробітництва вітчизняних підприємств із європейськими замовниками і потенційними або діючими партнерами по виробництву і продажам на європейському ринку авіаційної техніки є відсутність чіткого представлення про особливості європейської системи підтвердження відповідності в авіаційній галузі. У статті приводиться структура системи сертифікаційних вимог Європейського Авіаційного Агентства по Безпеці (EASA), зазначені нормативні документи і правила, які застосовуються для різних цілей сертифікації авіаційної техніки на стадіях проектування, виготовлення, експлуатації і ремонту.

Ключові слова: сертифікація, нормативний документ, регламент, правила, специфікація, EASA.

Іл. 1.

гнозирование, системы жизнеобеспечения, экологически замкнутая искусственная среда обитания, феноменологическое моделирование, обитаемость.

Табл. 1. Библиогр.: 7 наим.

UDC 621.9.014

Shelkovej A., Fadeev V., Gutsalenko Yu., Kostygov E. Experience of application of imitation design at the decision of task of modernization of production subdivisions of aviation industry // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 181-188.

Aviation industry is one of dynamically developing directions of world industrial production. To her peculiar such qualities, how mobility is, high exactness and productivity, wide use of front-rank technologies, high naukoemkost and, as a result, large current and capital outlays. Therefore in transition on the issue of new wares very importantly it is correct to modernize the technical, technological and organizational structures of production process. In the article one of approaches is presented to the decision of this task on the basis of imitation design of organization-tehnologicheskoy structure of area of tooling of detail GP 25.380 «Block of cylinders» on a state enterprise the «Kharkov machine-building plant of the name F.E. Dzerzhinskogo».

Key words: aviation industry, structure, efficiency, optimization, technology of metal-working, imitation design.

Табл. 1. Fig. 8. Ref.: 7 items.

UDC 389.6:629.7.036

Stepanenko S., Kokotina V., Kharchenko V. Features of European system for conforming the compliance of aeronautical engineering to qualifying standard demands // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 189-191.

The problem of domestic enterprises cooperation with the European customers and the potential or acting partners concerning the manufacturing and sales of aeronautical engineering in the European market consist in absence of clear notions about the features of the European system for conforming the compliance in the aviation branch. The structure of the European Aviation Safety Agency (EASA) certification requirements system, standardized documents and regulations used for the various purposes of aeronautical engineering certification at design, manufacturing, maintenance and repair stages are specified in this article.

Key words: certification, standardized document, regulations, rules, specification, EASA.

Fig. 1.

УДК 629.12.03

Істомін М.В. Математична модель процесу очищення нафтовмісних вод енергетичних установок в фільтроелементах з кварцовим піском // Авіаційно-космічна техніка і технологія. – 2008. – № 7 (54). – С. 192-194.

В результаті проведеного дослідження розроблена математична модель процесу очищення нафтовмісних вод енергетичних установок в фільтроелементах з кварцовим піском, яка дозволяє оптимізувати процес очищення та розрахувати раціональні значення експлуатаційних та конструкційних параметрів фільтроелементів з кварцовим піском. Фільтроелементи з кварцовим піском відрізняються простою конструкції та експлуатації, високою очисною здатністю та можливістю регенерації, що підвищує ефективність використання засобів запобігання забрудненню навколишнього середовища.

Ключові слова: математична модель, енергетичні установи, нафтовмісні води, фільтроелемент.

Табл. 1. Бібліогр.: 5 назв.

UDC 629.12.03

Istomin M. Mathematical model of purification process of oil-containing water of power plant installations in silica sand filter elements // Aerospace technic and technology. – 2008. – № 7 (54). – P. 192-194.

As a result of the conducted research mathematical model of purification process of oil-containing water of power plant installations in silica sand filter elements was developed, which provides optimization of the purification process and calculation of rational values of performance and design factor of silica sand filter elements. Silica sand filter elements are simple in design, have high purifying power and regeneration possibility. It increases the efficiency of means for prevention environmental pollution.

Key words: mathematical model, power plant installations, oil-containing water, filter elements.

Tabl. 1. Ref.: 5 items.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

АДАМЧИК Людмила Владимировна	НИИ энергетики Днепропетровского национального университета, ведущий инженер
АЛЕКСАНДРОВ Владимир Анатольевич	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, ведущий инженер
АЛЕХИН Сергей Алексеевич	КП «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», кандидат технических наук, Генеральный конструктор
БАРАНОВ Игорь Андреевич	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, аспирант
БИЛЕКА Борис Дмитриевич	Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, доктор технических наук, старший научный сотрудник, заведующий отделом
БОНДАРЕНКО Петр Петрович	ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия, директор ПТЦ «Машиностроитель»
БОНДАРЕНКО Сергей Григорьевич	НИИ энергетики Днепропетровского национального университета, кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник
БРАЖЕНКОВА Марина Яковлевна	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, инженер-программист
БУРОВ Максим Николаевич	ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, начальник конструкторского отдела перспективных разработок
ВАСИЛЬЕВ Евгений Степанович	Казённое предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», начальник отдела
ВИЛКУЛ Сергей Владимирович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, ассистент
ВЛАСЕНКО Павлина Александровна	Национальный авиационный университет, Киев, студентка
ГАРЕЕВ Руслан Радикович	Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия, аспирант
ГАРКУША Леонид Кириллович	Институт технической теплофизики НАН Украины, Киев, научный сотрудник
ГЕЛЬМЕДОВ Фагим Шайхович	ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, доктор технических наук, начальник отдела
ГЕРАСИМЕНКО Владимир Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, преподаватель
ГОРБОВ Виктор Михайлович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, профессор, директор машиностроительного института
ГОРЯЧЕВ Алексей Владимирович	ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, кандидат технических наук, начальник отдела
ГОРЯЧЕВА Наталья Евгеньевна	ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, инженер
ГРУШЕНКО Александр Михайлович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент кафедры

ГУЦАЛЕНКО Юрий Григорьевич	Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, старший научный сотрудник
ДЗЮБА Владимир Ильич	ЗАО «МСЗ-Салют», Москва, Россия, Генеральный директор
ДОЛМАТОВ Анатолий Иванович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой, декан
ДОРОФЕЕВ Владислав Леонидович	ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия, доктор технических наук, профессор, ведущий конструктор
ЕЛИСЕЕВ Юрий Сергеевич	ФГУП «ММПП «Салют», Москва, Россия, доктор технических наук, профессор, Генеральный директор
ЕРШОВ Сергей Владимирович	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины; ООО «FlowER», Харьков, доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник
ЗИНОВЬЕВ Владимир Васильевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», научный сотрудник
ЗУБАРЕВ Анатолий Анатольевич	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, ассистент
ИВАНОВ Виталий Александрович	Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, аспирант
ИСАКОВ Борис Владимирович	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, 1-й зам. генерального директора – главный конструктор
ИСТОМИН Михаил Валерьевич	Севастопольский национальный технический университет, научный сотрудник
КАВАЦ Олег Анатольевич	Днепропетровский национальный университет, аспирант
КАЛИНИН Василий Тимофеевич	Национальная металлургическая академия Украины, Днепропетровск, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
КАЛИНИНА Наталья Евгеньевна	Днепропетровский национальный университет, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
КАЛИНИЧЕНКО Елена Викторовна	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, инженер-конструктор
КАРПУСЬ Владислав Евгеньевич	Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
КВАША Юрий Александрович	Институт технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, доктор технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник
КИРИЛАШ Елена Ивановна	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирантка
КИРЬЯНЧУК Александр Леонидович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», соискатель
КЛИМЕНКО Леонид Павлович	Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы, доктор технических наук, профессор, ректор
КОКОТИНА Виктория Викторовна	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, заместитель начальника отдела
КОЛЕСНИК Валерий Владимирович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры

КОЛЕСНИК Владимир Петрович	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, доцент кафедры
КОЛОС Александр Анатольевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», студент
КОНОВАЛОВ Владимир Иванович	НПКП "ИЛМА", Днепропетровск, кандидат технических наук, доцент, директор
КОНОВАЛОВ Дмитрий Викторович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры
КОСТЫГОВ Евгений Анатольевич	ОАО «ХАРВЕРСТ», Харьков, инженер
КОСТЮК Владимир Евгеньевич	Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ведущий научный сотрудник,
КОТЛЯР Алексей Витальевич	Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, аспирант
КОТОВ Андрей Владимирович	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, кандидат технических наук, начальник комплексной научно-исследовательской лаборатории
КРАВЧЕНКО Игорь Федорович	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, кандидат технических наук, главный конструктор
КРАВЧЕНКО Олег Викторович	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заместитель директора по научной работе
КРАЮШКИН Игорь Александрович	Казённое предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», Главный конструктор
КУМЧЕНКО Яков Алексеевич	Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепропетровск, кандидат технических наук, доцент, директор
КУЧЕР Алексей Григорьевич	Национальный авиационный университет, Киев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
ЛАНШИН Александр Игоревич	ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, доктор технических наук, старший научный сотрудник, начальник отделения
ЛЕОНОВ Вячеслав Викторович	Одесский национальный морской университет, аспирант
МАЛАХОВ Алексей Владимирович	Одесский национальный морской университет, доктор физико-математических наук, профессор
МЕЛАШИЧ Сергей Васильевич	Институт технической механики НАН Украины и НКА Украины, Днепропетровск, младший научный сотрудник
МИТЕНКОВА Вера Сергеевна	Национальный университет кораблестроения имени адмирала Макарова, Николаев, аспирантка
МУСАТКИН Николай Фёдорович	Самарский государственный аэрокосмический университет им. ак. С.П. Королёва, Россия, кандидат технических наук, доцент
ОПАЛЕВ Василий Анатольевич	Казённое предприятие «Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению», начальник сектора
ОСИПОВ Евгений Владимирович	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, инженер-конструктор

-
- | | |
|---|--|
| ПАВЛЮКОВ
Евгений Васильевич | ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, кандидат технических наук, заместитель Генерального директора |
| ПАЩЕНКО
Наталья Викторовна | Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, аспирантка |
| ПЕТРОВ
Сергей Борисович | ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, начальник отделения |
| ПISKУНКОВ
Александр Федорович | Государственный НИИ прикладной механики и электродинамики МАИ, Россия, кандидат физ.-мат. наук, начальник отдела |
| ПИСЬМЕННЫЙ
Владимир Иванович | ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, начальник расчетно-экспериментальной бригады компрессов |
| ПРИЩЕПОВ
Олег Федорович | Николаевский государственный гуманитарный университет имени Петра Могилы, кандидат технических наук, доцент, декан |
| РАДЧЕНКО
Андрей Николаевич | Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник |
| РАДЧЕНКО
Николай Иванович | Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры |
| РАДЬКО
Владислав Михайлович | Самарский государственный аэрокосмический университет им. ак. С.П. Королёва, Россия, кандидат технических наук, профессор |
| РУБЛЕВСКИЙ
Евгений Юрьевич | ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, инженер-конструктор 3 категории |
| РУСАНОВ
Андрей Викторович | Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, доктор технических наук, старший научный сотрудник, зам. директора по научной работе |
| СЕРБИН
Сергей Иванович | Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры |
| СЛЮСАРЬ
Денис Витальевич | Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», аспирант |
| СОРОКИН
Владимир Федорович | ГП «Институт машин и систем», Харьков, кандидат технических наук, доцент, главный инженер |
| СПИЦКИЙ
Василий Иванович | Научно-производственное предприятие «КАШТУЛ», Днепропетровск, Украина, старший научный сотрудник |
| СПИЦЫН
Владимир Евгеньевич | ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, кандидат технических наук, инженер-конструктор, заместитель директора ЦНИОКР |
| СТЕПАНЕНКО
Сергей Михайлович | ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, кандидат технических наук, начальник отдела |
| СТЕПАНОВА
Татьяна Валериевна | ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, инженер-конструктор II категории |
| СТУЛЕНЬ
Василий Александрович | ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, инженер-конструктор 3 категории |
| СУВОРОВА
Ирина Георгиевна | Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, доктор технических наук, профессор, ведущий научный сотрудник |
| ТАРАСЕНКО
Мария Александровна | Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, инженер |
-

ТИМОШАДЧЕНКО Денис Николаевич	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, инженер-конструктор
ТКАЧ Михаил Романович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, профессор кафедры
ТРОПИНА Альбина Альбертовна	Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, кандидат физико-математических наук, доцент, доцент кафедры
ТРУШЛЯКОВ Евгений Иванович	Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев, кандидат технических наук, доцент, докторант, доцент кафедры
УСАТЕНКО Андрей Анатольевич	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, руководитель группы газодинамических расчётов
УТЯШЕВ Фарид Зайнуллаевич	Институт проблем сверхпластичности металлов РАН, Уфа, Россия, доктор технических наук, старший научный сотрудник, главный научный сотрудник
ФАДЕЕВ Валерий Андреевич	Государственное предприятие «Харьковский машиностроительный завод имени Ф.Е. Дзержинского», кандидат технических наук, профессор, главный инженер
ФРЕНКЕЛЬ Александр Григорьевич	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, кандидат технических наук, начальника отдела автоматизации
ХАРЛАМОВ Александр Владимирович	ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, научный сотрудник
ХАРЧЕНКО Виталий Григорьевич	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, заместитель начальника НИО
ХИТЬКО Андрей Владимирович	Днепропетровский национальный университет, Украина, кандидат технических наук, директор НИИ энергетики
ХОЛОБЦЕВ Сергей Сергеевич	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, аспирант
ХОРОЛЬСКИЙ Петр Георгиевич	НИИ энергетики Днепропетровского национального университета, кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник
ЦИРЕЛЬМАН Наум Моисеевич	Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия, доктор технических наук, профессор, преподаватель
ЧИВАНОВ Сергей Викторович	ФГУП «Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И.Баранова», Москва, Россия, кандидат технических наук, начальник сектора
ШАРОВСКИЙ Михаил Антонович	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, ведущий инженер, начальник сектора
ШЕЛКОВОЙ Александр Николаевич	Национальный технический университет «ХПИ», Харьков, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры
ШЕЛКОВСКИЙ Михаил Юрьевич	ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев, инженер-конструктор
ЭЛЬКЕС Александр Александрович	ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия, заместитель директора программы Д-30КП «Бурлак»
ЯКОВЛЕВ Виктор Андреевич	Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, научный сотрудник
ЯКОВЛЕВ Юрий Анатольевич	ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, начальник ИК

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

Адамчик Л.В.	148	Карпуть В.Е.	32	Радченко Н.И.	163
Александров В.А.	173	Кваша Ю.А.	74	Радько В.М.	55
Алёхин С.А.	168	Кириладш Е.И.	99	Рублевский Е.Ю.	61
Баранов И.А.	83	Кириячук А.Л.	120	Русанов А.В.	78
Билека Б.Д.	145	Клименко Л.П.	25	Сербин С.И.	95
Бондаренко П.П.	50	Кокотина В.В.	189	Слюсарь Д.В.	36
Бондаренко С.Г.	148	Колесник В.В.	36	Сорокин В.Ф.	45
Браженкова М.Я.	173	Колесник В.П.	36	Спицкий В.И.	151
Буров М.Н.	139	Колос А.А.	41	Спицын В.Е.	90
Васильев Е.С.	168	Коновалов В.И.	151	Степаненко С.М.	189
Вилкул С.В.	95	Коновалов Д.В.	163	Степанова Т.В.	99
Власенко П.А.	125	Костыгов Е.А.	181	Стулень В.А.	61
Гареев Р.Р.	11	Костюк В.Е.	99	Суворова И.Г.	83
Гаркуша Л.К.	145	Котляр А.В.	32	Тарасенко М.А.	154
Гельмедов Ф.Ш.	133	Котов А.В.	110	Тимошадченко Д.Н.	61
Герасименко В.П.	168	Кравченко И.Ф.	99	Ткач М.Р.	142
Горбов В.М.	20	Кравченко О.В.	83	Тропина А.А.	105
Горячев А.В.	133	Краюшкин И.А.	168	Трушляков Е.И.	176
Горячева Н.Е.	133	Кумченко Я.А.	151	Усатенко А.А.	110
Грушенко А.М.	120	Кучер А.Г.	125	Утяшев Ф.З.	8
Гуцаленко Ю.Г.	181	Ланшин А.И.	133	Фадеев В.А.	181
Дзюба В.И.	50	Леонов В.В.	28	Френкель А.Г.	173
Долматов А.И.	41	Малахов А.В.	28	Харламов А.В.	133
Дорофеев В.Л.	50	Мелашич С.В.	74	Харченко В.Г.	189
Елисеев Ю.С.,	50	Митенкова В.С.	20	Хитько А.В.	71
Ершов С.В.	66	Мусаткин Н.Ф.	55	Холобцев С.С.	83
Зиновьев В.В.	36	Опалев В.А.	168	Хорольский П.Г.	148
Зубарев А.А.	176	Осипов Е.В.	110	Цирельман Н.М.	11
Иванов В.А.	32	Павлюков Е.В.	133	Чиванов С.В.	133
Исаков Б.В.	110	Пащенко Н.В.	78	Шаровский М.А.	90
Истомин М.В.	192	Петров С.Б.	133	Шелковой А.Н.	181
Кавац О.А.	16	Пискунков А.Ф.	71	Шелковский М.Ю.	90
Калинин В.Т.	16	Письменный В.И.	61	Элькес А.А.	139
Калинина Н.Е.	16	Прищепов О.Ф.	25	Яковлев В.А.	66
Калиниченко Е.В.	99	Радченко А.Н.	158	Яковлев Ю.А.	173

К СВЕДЕНИЮ АВТОРОВ

В соответствии с требованиями ВАК Украины (бюл. ВАК № 2,3 2008) изменяются правила оформления статей. Текст статьи выполняется в Microsoft Office Word for Windows (*.doc)

Параметры страницы:

Размер бумаги - А4 (210x297 мм); Отступ сверху и снизу листа - 25 мм, справа и слева – 22,5 мм.

Структура статьи.

УДК (UDC); И.О.Ф. автора(ов). Организация, страна. Заголовок статьи. Аннотация на языке оригинала (например, на русском языке). Ключевые слова. Текст статьи. Литература. Информация о поступлении статьи в редакцию и рецензенте. Заголовок статьи, И.О.Ф. автора, аннотация, ключевые слова на украинском языке. Заголовок статьи, И.О.Ф. автора, аннотация, ключевые слова на английском языке. Фамилия, Имя, Отчество (полностью), научная степень, научное звание, должность, организация, город расположения организации, страна, e-mail и контактный телефон каждого автора (ов).

УДК

УДК XXX.XXXX

Без абзаца. Прописные, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

И.О.Ф. Автора

Без абзаца. Прописные, жирный, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Организация, Страна

Без абзаца. Строчные, курсив, жирный, 12pt Times New Roman, выравнивание по левому краю, 1 межстрочный интервал)
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

ЗАГоловок статьи

Без абзаца. Прописные, 12pt Times New Roman, жирный, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Аннотация

Без абзаца. На языке оригинала статьи (например, на русском языке). Слово «Аннотация» не пишется. Аннотация должна быть не менее 500 знаков и не должна превышать 14 строк, шрифт - 10pt Times New Roman, выравнивание по ширине, курсив, один межстрочный интервал, отступ слева – 7,5 мм.
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Ключевые слова

Без абзаца. Абзац начинается с надписи **Ключевые слова:** (*Ключові слова:, Key words:*) (курсив, жирный, 10pt Times New Roman), а далее разделенные запятой - 6 – 10 слов на языке оригинала статьи. (курсив, 10pt Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал, отступ слева – 7,5 мм.).
(пустая строка, 10pt, 1 межстрочный интервал)

Текст статьи.

Согласно постановлению ВАК Украины от 15.01.2003 № 7-05/1 текст статьи должен иметь такую структуру: *постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами; анализ последних исследований и публикаций, на которые опирается автор; формулирование цели статьи (постановка задачи); изложение основного материала исследования с полным обоснованием полученных научных результатов; выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разведок в данном направлении.*

Оформляется в две колонки по 8 см, интервал между колонками текста - 5 мм.

Шрифт - Times New Roman,

Размер шрифта 10 пунктов, интервал шрифта – обычный (без растяжения или уплотнения),

Межстрочный интервал - 1.1,

Выравнивание текста - по ширине,

Автоматическая расстановка переносов слов.

Абзацы должны начинаться с красной строки (отступ 7,5 мм).

Полное заполнение страниц (**неполная страница в публикацию включена не будет**).

Иллюстрации к статье

Подаются в виде файлов с расширением *.TIF или *.JPG (серое изображение, разрешение 300 dpi, масштаб 1:1). Рисунки должны быть пронумерованы.

Подписуточные надписи

Подписуточная надпись выполняется шрифтом основного текста на расстоянии одной строки от рисунка, межстрочный интервал – одинарный, например:

Рис. 1. Схема отбора сжатого воздуха от ГТД:

1 – энергия набегающего потока; 2 – отбор воздуха от компрессора низкого давления

Надпись центрируется. Качество рисунков и графиков должно обеспечивать прочтение и тиражирование.

Таблицы

Таблицы должны быть пронумерованы: Таблица 1, Таблица 2, ...и т.д (слово Таблица располагается по правому краю страницы). Заголовок таблицы центрируется. Межстрочный интервал – одинарный. При необходимости размер шрифта можно уменьшить. Никакие сокращения слов, кроме общепринятых, в таблицах не допускаются.

Формулы

Набираются в редакторе формул MathType. Использовать для набора формул графические объекты, кадры и таблицы – запрещается. Произвести настройки редактора в меню:

РАЗМЕР→ОПРЕДЕЛИТЬ вести размеры:	
Обычный	10 пт
крупный индекс	80 %
мелкий индекс	70 %
крупный символ	150 %
мелкий символ	90 %

Стиль→ОПРЕДЕЛИТЬ установить параметры			
Стиль	Шрифт	полужирный	курсив
Текст	Times New Roman		
Функция	Times New Roman		
Перемен.	Times New Roman		
Стр. греч.	Symbol		
Пр. греч.	Symbol		
Символ	Symbol		
Матрица	Times New Roman	V	
Числа	Times New Roman		

Формула располагается по центру (без абзаца) строки, нумерация цифровая, сквозная. Номер формулы (в круглых скобках, 10 пт) располагается по правому краю страницы на одном уровне с формулой или ниже. Формульное окно принудительно растягивать или сжимать нельзя. Пояснения значений символов и числовых коэффициентов следует располагать непосредственно под формулой, в той последовательности, в какой они представлены в формуле. Каждое значение необходимо пояснять в новом абзаце с отступом 7,5 мм. Первый ряд пояснений начинают со слова «где» (без отступа), например:

$$\text{Re}_T^{**} = \Psi_\Sigma \cdot \int_0^x q_w dx \cdot \left[\mu^* (i_w^* - i_w) \left(\frac{2}{\pi} \beta + 1 \right) \right]^{-1}, \quad (1)$$

где β – угол натекания струи на преграду;

μ^* – вязкость теплоносителя при температуре T^* ;

Ψ_Σ – суммарный коэффициент отличия данного процесса теплообмена от стандартного.

Списки

Маркированный (–), нумерованный: формат номера Times New Roman 10пт, абзац 7,5 мм, табуляция после номера 5 мм.

Заголовки

Заголовки каждого раздела должны быть пронумерованы 1, 2, ...

Шрифт – Times New Roman полужирный, строчный, 12пт, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал, отступы абзацев отсутствуют, от окружающего текста отделяется пустыми строками.

Подразделы

При включении подразделов и подпунктов необходимо использовать для каждого заголовка

Шрифт – Times New Roman полужирный, строчный, 10пт, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал, отступы абзацев отсутствуют, от окружающего текста отделяется пустыми строками.

Литература

При цитировании литературы в тексте необходимо указывать номер в квадратных скобках [1]. Нумерация литературы в порядке упоминания. Список использованной литературы приводится в конце статьи (отступ от последней строчки статьи 1 строка одинарного интервала) и начинается ключевым словом **Литература**, набранным строчными буквами (шрифт полужирный 12 пт, по центру, без абзаца). Источники списка литературы оформляются в соответствии с библиографическими требованиями **ДСТУ ГОСТ 7.1:2006** (шрифт курсив 10 пт, выравнивание по ширине, абзац 7,5 мм, 1 межстрочный интервал).

Дополнительная информация

После текста статьи приводится информация, расположенная в одну колонку. Дополнительная информация отделяется от последней строчки текста статьи 1-й строкой, 1 межстрочный интервал. Указывается информация о поступлении статьи в редакцию (курсив, выравнивание по правому краю, 1 межстрочный интервал текста) в виде – *Поступила в редакцию 00.00.2008*

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

Далее приводится информация о рецензенте.

Без абзаца, строчный шрифт, 10пт Times New Roman, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал. Начинается текст со слова **Рецензент:** (шрифт полужирный) с указанием научной степени, научного звания, должности, Ф.И.О., организации и города расположения организации.

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

Далее приводятся 2 информационных блока на русском, украинском или английском языках (исключается основной язык статьи) в следующем порядке:

Блок на первом языке, (пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал), **Блок на втором языке**

Каждый блок имеет следующий формат:

ЗАГОЛОВОК СТАТЬИ на соответствующем языке

Без абзаца. Прописные, 10пт Times New Roman, жирный, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал.

И.О.Ф. авторов на соответствующем языке

Без абзаца. Прописные, жирный, курсив, 10пт Times New Roman, выравнивание по центру, 1 межстрочный интервал), интервал перед и после строки – 3 пт.

Аннотация на соответствующем языке

Абзац 7,5 мм. Слово «Аннотация» не пишется. Шрифт - 10пт Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал.

Ключевые слова на соответствующем языке

Абзац 7,5 мм. Абзац начинается с надписи **Ключові слова:** (**Ключевые слова:** или **Key words:**) (курсив, жирный, 10пт Times New Roman), а далее разделенные запятой - 6 – 10 слов на соответствующем языке (курсив, 10пт Times New Roman, выравнивание по ширине, один межстрочный интервал).

(пустая строка, 10пт, 1 межстрочный интервал)

За информационными блоками располагаются сведения про авторов.

Приводится информация о каждом авторе статьи.

Фамилия, Имя, Отчество (полностью), научная степень, научное звание, должность, организация, город расположения организации, страна, e-mail, номер контактного телефона.