

УДК 629.7.054

В.В. КАРАЧУН, В.Н. МЕЛЬНИК, Е.А. КЛАДУН

*Национальный технический университет Украины «КПИ», Киев, Украина***АКУСТИЧЕСКОЕ ИЗЛУЧЕНИЕ РАКЕТ-НОСИТЕЛЕЙ**

Проводится анализ причин возникновения акустического излучения ракет-носителей в натуральных условиях, а также устанавливается степень влияния каждого из факторов на общий характер звуковых полей.

акустическое излучение, ракета-носитель, флуктуация давления, натурные условия, волновое совпадение, волны Маха

Введение

Постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Целый ряд исследований убедительно доказывают факт влияния звуковых полей на механические системы конструкции двигателей летательных аппаратов [1]. Вместе с тем, кроме внутренних причин, обусловленных тем или иным принципом работы двигателей, существуют внешние предпосылки появления проникающего излучения в натуральных условиях.

Охарактеризуем вкратце причину возникновения на поверхности ракеты пульсаций давления с позиций общей теории генерирования звукового поля неустойчивым аэродинамическим потоком. Частные случаи, такие как возникновение давлений, создаваемых шумом реактивной струи, задачи отраженного звука, природа атмосферной неоднородности, турбулентность в пограничном слое, осциллирующие ударные волны могут рассматриваться с позиций общей теории.

Теория пульсаций давления берет свое начало от двух классических работ by M.J. Lighthill о звуке, генерируемом в аэродинамическом потоке [2]. В них отмечается, что в натуральных условиях звук акустически эквивалентен звуку, генерируемому в идеальной среде системой распределенных источников, квадруполов. M.J. Lighthill аналитически связал

мощность источников с тензором турбулентных напряжений T_{ij} :

$$T_{ij} = \rho U_i U_j + P_{ij} - c_0^2 \rho \delta_{ij}, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости;

U_i – компонента скорости в i -м направлении;

P_{ij} – тензор напряжений, учитывающий и давление, и эффекты вязкости;

c_0 – скорость звука в идеальной среде;

δ_{ij} – символ Кронекера.

Акустическую аналогию он начал строить комбинируя точные уравнения сохранения количества движения с уравнениями неразрывности в одно – волновое, с правой частью:

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \nabla^2 \rho = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}, \quad (2)$$

где x, t – соответственно координаты и время.

Таким образом, изучение влияния звуковых полей на механические системы конструкции двигательных установок не может быть полным без учета особенностей натуральных условий РН.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Наиболее удобная форма представления сверхзвукового пограничного слоя еще не найдена.

Средний квадрат акустического давления можно записать в виде:

$$\bar{P}^2 \sim \varepsilon^5 \frac{l^2}{|y|^2} \left\{ \rho U^2 \right\}^2 M^4 \left\{ (1 - M \cos \theta)^2 + \varepsilon^2 M^2 \right\}^{-\frac{5}{2}}, \quad (3)$$

где M – число Маха для движения вихрей относительно воздуха равное $c_0^{-1}U$;

ε – безразмерное значение характерного уровня турбулентности,

τ – угол между направлением движения вихрей и направлением излучения.

При малых скоростях, это уравнение выражает известный закон восьмой степени Lighthill's, в котором учтены явления связанные с конвекцией вихрей –

$$\bar{P}^2 \Big|_{M \cos \theta \ll 1} \sim \varepsilon^5 l^2 |y|^{-2} \left\{ \rho U^2 \right\}^2 M^4 (1 - M \cos \theta)^{-5}. \quad (4)$$

Соответствующее уравнение для волн, излучаемых под углом Маха, представляет собой третью форму уравнения (4) при условии, что $(1 - M \cos \theta) = 0$, то есть:

$$\bar{P}^2 (M \cos \theta = 1) \sim l^2 |y|^{-2} \left\{ \rho U^2 \right\}^2 M^{-1}. \quad (5)$$

Этот результат полностью согласуется с имеющимися данными исследований шума современных РН. При условии, когда $M \cos \theta = 1$, акустическая мощность составляет некоторую часть мощности струи и возрастает пропорционально кубу скорости. Так как эффективность такого типа излучения достаточно велика, понятно, что этим путем излучается максимальное количество звуковой энергии реактивной струи.

Отмеченные факты дают возможность для принципиальной оценки природы возникновения пульсации давления вследствие неустойчивого аэродинамического потока. Во внимание не принималось поле давлений, вызванное вибрацией поверхности корпуса РН. Главное, что следует из имеющихся данных, состоит в том, что звук связан не с какими-либо свойствами самой энергетической установки, но с потоком в непосредственной близости от ракеты.

Изложенное позволяет сделать вывод о необходимости глубокого анализа условий полета РН в плане изучения причин появления структуры звуковых полей в различных режимах функционирования изделия.

Постановка задачи данного исследования. Основные особенности аэродинамического потока, окружающего РН при сверхзвуковом полете, просматриваются из схемы, изображенной на рис. 1. Главная из них состоит в исключительном влиянии сильных ударных волн на головной аэродинамический обтекатель (ГАО) и в местах резкого изменения профиля фюзеляжа. Турбулентный пограничный слой может отделяться от корпуса и взаимодействовать с ударной волной. В этом случае в окрестностях пограничного слоя создаются интенсивные пульсации давления, которые затем в виде звуковых волн распространяются вниз по потоку. Возникающий турбулентный слой не имеет определенной скорости конвекции. Его расстояние корреляции того же порядка, что и толщина пограничного слоя. С другой стороны, волны перемещаются по потоку со скоростью звука относительно потока, поэтому фронт волны,двигающейся вниз, будет иметь относительно корпуса ракеты число Маха равное $(M^* + 1)$, а фронт волны, движущейся вверх, – $(M^* - 1)$.

Характеристический размер этих волн определяется масштабом турбулентности, а также числом Маха ракеты M^* и численно равен произведению масштаба турбулентности на величину $\frac{M^* + 1}{M^*}$, либо

на $\frac{M^* - 1}{M^*}$, в зависимости от направления движения

волны по потоку (вверх или вниз). Большая часть потока около стенки перемещается со скоростью ниже скорости звука, так что индуцируемое ее поле давлений на стенке подобно полю давлений в дозвуковом пограничном слое.

Внешние области пограничного слоя перемещаются относительно корпуса ракеты со сверхзвуковой скоростью, поэтому появляющаяся турбулентность будет служить причиной возникновения волн Маха, которые по достижении корпуса РН создадут новый источник шума. Эти волны особенно опасны, так как могут быть достаточно интенсивными. С увеличением скорости полета все большая часть пограничного потока превращается в сверхзвуковой и, таким образом, волны Маха начнут излучаться источниками, которые ранее двигались медленно. Это, в свою очередь, приведет к росту безразмерного уровня давлений и к уменьшению относительной скорости конвекции.

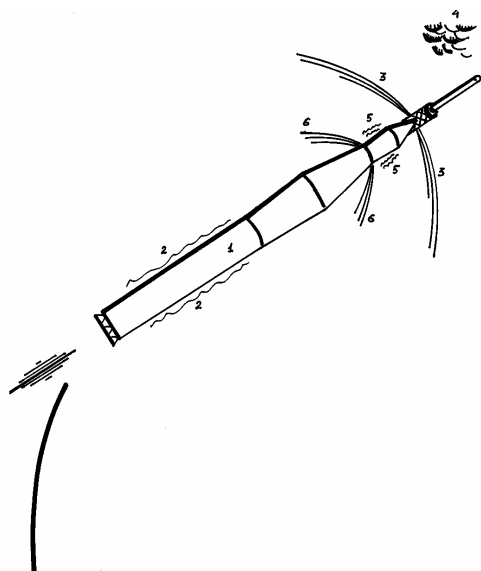


Рис. 1. Ракета-носитель **Saturn-5** с космическим кораблем **Apollo-17**: 1 – ракета; 2 – турбулентный пограничный слой; 3 – сильная ударная волна; 4 – атмосферная турбулентность; 5 – отошедший от стенки турбулентный пограничный слой; 6 – присоединенная ударная волна в месте резкого изменения поперечного сечения РН

Описанный эффект был обнаружен вначале на малых сверхзвуковых скоростях. Он был неустойчив, но с увеличением скорости плавно стабилизировался, поскольку при высоких ее градиентах требовал и больших изменений скорости потока для сколь-нибудь существенного увеличения объема

турбулентного пограничного слоя. Эти рассуждения вполне согласуются с экспериментальными данными [3].

Таким образом, необходимо классифицировать источники, порождающие акустические нагрузки в натурных условиях с перспективой их воссоздания на испытательных стендах двигательных установок. Это даст более четкую картину происходящих процессов при полете аппаратов.

Изложение основного материала с обоснованием полученных результатов

Проанализируем другой важный случай – полет ракеты с дозвуковой скоростью и вдали от других объектов. Из экспериментальных работ, здесь наиболее значительными представляются две – Willmarth's W.W., Wooldridge's C.E. [4] и Hodgson's T.H. [5]. В первой работе показано, что среднее квадратическое значение давления в 2,15 раза превышает среднее касательное напряжение и в 0,0047 раз – скоростной напор. Во второй – эти цифры составляют 2,2 и 0,005 соответственно. Указывается, что пространственный масштаб турбулентности имеет порядок толщины пограничного слоя, а поле давлений движется вниз со скоростью конвекции, лежащей в пределах 0,56...0,83 скорости свободного потока. Другой, иногда более значимый источник пульсаций давления на поверхности РН при дозвуковой скорости, обусловлен шумом струи ракетного двигателя.

На рис. 1 схематично изображена структура струи и указаны особенности генерируемого звука. При изучении вопроса о звуковом давлении на поверхности фюзеляжа необходимо более детальное рассмотрение некоторых свойств этого поля. Теоретические исследования предполагают наличие наиболее интенсивных волн Маха в направлении, где имеет место равенство $(1 - M \cos \theta) = 0$. Очевидно, что для поверхности корпуса это равенство никогда не выполняется, так как здесь угол θ близок к π .

Удовлетворительная теоретическая трактовка должна опираться на уравнение (5) с доплеровским эффектом $(1 - M \cos \theta)$, который в данном случае будет равен $(1 + M)$, где M – число Маха для движения вихрей относительно воздуха.

Несомненно, что основным источником шума являются остронаправленные волны Маха, появление которых предопределено соблюдением условия $(1 - M \cos \theta) = 0$. Теория показывает, что в этом случае интенсивность звука пропорциональна третьей степени скорости истечения и квадрату плотности потока. Оба эти утверждения удовлетворительно согласуются с экспериментом [6]. Однако только при запуске из шахты ракета может подвергаться действию звукового излучения такого типа, поскольку лишь в данном случае имеют место поверхности, отражающие звук в направлении ракеты.

Основным же источником вибрации корпуса ракеты во время старта служит звук, создаваемый сильно турбулентным потоком, падающим на площадку. Этот звук, излучаемый эквивалентными диполями, превосходит создаваемый квадрупольями, и имеет максимум направленности по нормали к поверхности стартовой площадки. С удалением – интенсивность этого звука резко снижается.

Среднеквадратическое значение давления в этом случае пропорционально шестой степени скорости, связанной с медленным движением потока от отражающей поверхности, до малых значений, порядка толщины сверхзвукового пограничного слоя. Спектр индуцируемых акустических давлений занимает достаточно широкую область частот.

На ракете имеют место два основных изменения звукового поля. Вблизи среза сопла звук наиболее интенсивен и уменьшается при удалении в сторону носовой части. Второй эффект менее очевиден. Вблизи среза сопла имеется мелкомасштабный турбулентный поток, который создает высокочастотное

излучение, тогда как основные источники низкочастотного звука находятся сравнительно далеко.

Несколько слов о некоторых, менее изученных, аспектах шума ракет. Закон третьей степени скорости – квадрата плотности, ярко выраженная направленность под углом Маха, а также возможность использования числа Струхала в качестве масштаба частоты, – все эти особенности, предсказанные теорией, в настоящее время уже получили надежное практическое подтверждение. Имеется достаточно убедительное натурное обоснование и того факта, что основной причиной шума РН является радиация, излучаемая движущимися со сверхзвуковой скоростью квадрупольями. Установлено, что 0,5% мощности современных носителей излучается в виде звука.

Рассмотрение вопроса шумообразования было бы неполным, если не затронуть наименее ясные аспекты проблемы. К ним относятся: влияние сильных ударных волн в зоне перемешивания струи, температурная неоднородность вследствие плохого сгорания, демпфирование турбулентности звуковыми волнами и некоторые другие.

Так, логично предположить, что местные перегревы поверхности увеличивают излучаемый звук. Однако эксперимент доказывает обратное [6].

Неполное сгорание топлива увеличивает шум на 5 дБ по сравнению с номинальным режимом.

Наличие ударных волн, по существу, уменьшает излучаемый звук [7].

Вообще говоря, звук, генерируемый температурными неоднородностями и сильными ударными волнами, является несущественным по сравнению со звуком, создаваемым другими турбулентными источниками. Это подтверждается и экспериментом. Вместе с тем, эти факторы могут воздействовать непосредственно на поток и изменять природу турбулентных источников, что приведет в итоге к изменению их эффективности.

Выводы и перспективы дальнейших исследований в данном направлении

Изложенное убедительно доказывает необходимость при проверке паспортных характеристик двигателей учитывать особенности функционирования изделий в натурных условиях – как в режиме старта, так и при полете.

Приведенные данные не претендуют на полноту изложения природы явления, вместе с тем, раскрывают перспективы собственно изучения режимов РН, а также их трансформацию на стенды натурных и полунатурных испытаний наземных комплексов.

Логическим продолжением должен послужить последующий выбор средств и методов уменьшения влияния акустического излучения на конструкцию двигателей. В первую очередь это относится к устранению возможностей проявления особенностей резонансного типа, например, волнового совпадения.

Литература

1. Інжекція акустичної енергії та її вплив на імпульсність конструкції двигунів / В.М. Мельник, В.В. Карачун, І.Г. Баранова, О.С. Шадріна // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Наук.-техн. журн. – 2006. – № 8 (34). – С. 80-82.

2. Lilley G.M. Wall pressure fluctuations under turbulent boundary layers at subsonic and supersonic speed // Paper presented to the AGARD specialist meeting on noise held in Brussels. – 1963. – 271 p.

3. Kistler F.L., Chen W.S. The fluctuating pressure field in a supersonic turbulent boundary layer // Propulsion Laboratory Technical Report. – 1962. – № 326. – 277 p.

4. Willmarth W.W., Wooldridge C.E. Measurements of the fluctuating pressure at the wall beneath a thick turbulent boundary layer // University of Michigan Technical Report № 02920. – 1962. – I-T. – 317 p.

5. Hodgson T.H. Pressure fluctuations in shear flow turbulence. Ph. D. Thesis, The College of Aeronautics, Cranfield, Co A Note № 129, limited circulation, 1964. – 179 p.

6. Cole J.N., von Gierke H.E., Kyrazis D.T., Eldret K.M. Humphrey A.J. Noise radiation from fourteen types of rockets in the 1,000 to 130,000 pounds thrust range. Wright Air Development Center Report № NR 57-354, 1957. – 199 p.

7. Flowes Williams J.E., Kschetson B.W. Rocket Noise. Chapter 9 in AGARDograph on Aerodynamic Noise edited by G.M. Lilley, 1963. – 176 p.

Поступила в редакцию 22.05.2007

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

УДК 539.3 : 621

Ю.С. ВОРОБЬЕВ¹, К.Ю. ДЬЯКОНЕНКО², С.Б. КУЛИШОВ³, А.Н. СКРИЦКИЙ³¹*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ, Харьков, Украина*²*Национальный технический университет «ХПИ», Украина*³*ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Украина*

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ОХЛАЖДАЕМЫХ ЛОПАТОК ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Проводится численный анализ колебаний охлаждаемой турбинной лопатки. Лопатка обладает монокристаллической структурой и системой охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы. Оценивается влияние азимутальной ориентации на параметры колебаний – собственные частоты, формы и распределения напряжений.

лопатка, охлаждающие каналы, монокристалл, гранецентрированная кубическая решетка, ориентация монокристалла, собственные частоты и формы колебаний, интенсивность напряжений

Введение

Среди многочисленных вопросов газотурбинного двигателестроения особенно остро выделяется вопрос анализа колебаний лопаток, работающих в газовом потоке высокой температуры. Такие лопатки часто выполняются с охлаждающими каналами сложной формы. Особо сложной формой обладают каналы, образующие вихревую матрицу. Кроме того, с физической точки зрения произошло усложнение структуры, связанное с использованием анизотропных материалов, в частности монокристаллов никелевых жаропрочных сплавов. Для описания колебаний таких лопаток необходимо использовать трехмерные модели, учитывающие анизотропию материала.

На сегодняшний день универсальным для описания поведения лопаток является метод конечных элементов (МКЭ). Вопросам влияния монокристаллической структуры на прочность и колебания лопаток посвящен ряд работ [1 – 6]. Однако, комплексный учет сложной геометрической формы охлаждаемых лопаток и анизотропии монокристаллического материала требует дальнейших исследований. Кроме того, необходимо учитывать неоднородности различного характера (температурную и пр.).

Постановка задачи

В данной работе рассматриваются колебания охлаждаемой лопатки выполненной из монокристалла никелевого жаропрочного сплава. Охлаждающие каналы выполнены в виде вихревой матрицы (рис. 1).

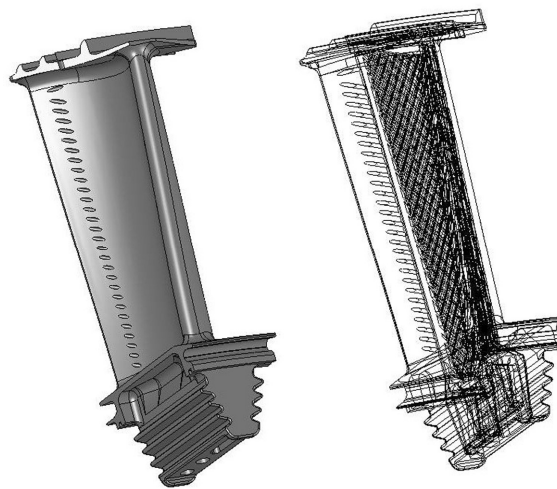


Рис. 1. Общий вид лопатки и схема охлаждающих каналов

Исходная ориентация монокристалла – $\langle 001 \rangle$. Проводится варьирование азимутальной ориентации с целью выявления ее влияния на параметры колебаний. Так как структура кристалла представляет собой гранецентрированную кубическую (ГЦК) ре-

шетку, то достаточно рассмотреть диапазон угла 90° . Исходная ориентация была таковой, что направление $[001]$ совпадало с осью пера лопатки, $[100]$ – параллельно хвостовику лопатки, а $[010]$ – соответственно перпендикулярно плоскости, образуемой $[001]$ и $[100]$ (рис. 2). Азимутальное направление (угол φ на рис. 2) варьировалось в пределах от -45° до 45° .

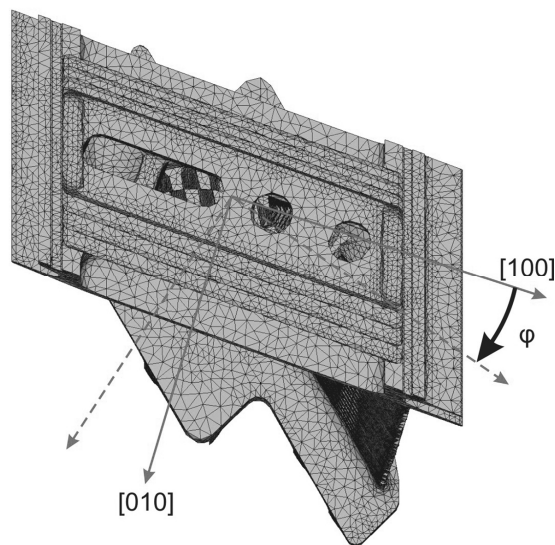


Рис. 2. Конечноэлементная модель лопатки. Схема варьирования угла азимутальной ориентации φ

Материал лопатки – жаропрочный никелевый сплав ЖС6Ф. Его упругие константы для холодной (20°C) лопатки [7], преобразованные к виду технических упругих констант, составили: $E = 139607$ МПа, $\nu = 0,3833$, $G = 129524$ МПа. Плотность была

принята равной $\rho = 7810$ кг/м³. Рационально задавать свойства ГЦК-решетки, указав ортотропные свойства материала. Модули упругости, коэффициенты Пуассона и модули сдвига задаются одинаковыми в трех направлениях, но независимыми друг от друга. Для этого не обязательно использовать специальные анизотропные конечные элементы, а достаточно обычных элементов, поддерживающих ортотропию.

Анализ численных результатов

Были проведены численные исследования влияния азимутальной ориентации на собственные частоты колебаний, результаты которых представлены в табл. 1. Видно, что изменение угла азимутальной ориентации меняет собственные частоты незначительно. Однако даже это незначительное влияние имеет ряд своих закономерностей. Формы колебаний имеют сложный пространственный характер, но в них просматриваются простые составляющие – изгибные, крутильные, продольные. Для преимущественно изгибных колебаний лопатки отклонение азимутальной ориентации от исходной, как правило, приводит к увеличению собственной частоты (рис. 3), тогда как для преимущественно крутильных колебаний наблюдается обратная тенденция – отклонение приводит к уменьшению собственных частот (рис. 4).

Таблица 1

Собственные частоты в зависимости от угла азимутальной ориентации (Гц)

	-45°	-30°	-20°	-10°	0°	10°	20°	30°	45°
1	643,65	643,35	642,87	642,22	642,17	642,42	642,87	643,35	643,65
2	1560,9	1560,9	1560,6	1560,2	1559,9	1560,1	1560,6	1560,9	1560,9
3	3078,1	3077,2	3080,4	3090,4	3089,1	3085,1	3080,4	3077,2	3078,1
4	3445,1	3443,4	3440,5	3437,5	3436,8	3437,9	3440,5	3443,4	3445,1
5	6797,1	6785,9	6796,7	6846,8	6835,7	6816,2	6796,7	6785,9	6797,1
6	7954,6	7917,7	7901,2	7942,5	7916,9	7900,7	7901,2	7917,7	7954,6
7	8280,2	8282,5	8278,9	8265,2	8266,7	8272,3	8278,9	8282,5	8280,2
8	9035	9006,3	9025,2	9141,3	9111,4	9065,8	9025,2	9006,3	9035
9	11485	11438	11518	11856	11775	11650	11518	11438	11485
10	12122	12084	12036	12011	11998	11999	12036	12084	12122

Для более сложных форм, например, преимущественно изгибно-крутильной формы с двумя узлами, наблюдаются и более сложные зависимости частоты от угла азимутальной ориентации (рис. 5).



Рис. 3. Изменение первой собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной ориентации. Преимущественно изгибные колебания



Рис. 4. Изменение третьей собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной ориентации (преимущественно крутильные колебания)

При изменении угла азимутальной ориентации формы колебаний изменяются слабо.

В зависимости от формы колебаний локализация напряжений возникает в различных зонах: на поверхности спинки (особенно у основания пера), на входной кромке лопатки, а также в замковом соединении, на внутренних поверхностях лопатки (стенки охлаждающих каналов), вокруг выводящих охлаждающую жидкость отверстий.

На рис. 6 представлена пространственная форма колебаний лопатки – преимущественно изгибно-

крутильная. Видны зоны локализации интенсивности напряжений на спинке ближе к выходной кромке и в замковом соединении.



Рис. 5. Изменение шестой собственной частоты в зависимости от изменения угла азимутальной ориентации. Преимущественно изгибно-крутильные колебания



Рис. 6. Форма колебаний с наложенными полями распределений интенсивности напряжений (преимущественно изгибно-крутильные колебания)

На рис. 7 представлен фрагмент лопатки с зонами локализации напряжений на поверхностях охлаждающих каналов. Следует обратить внимание на отверстия выхода охлаждающей жидкости. На поверхности этих отверстий также наблюдаются локализации напряжений, что может привести к образованию трещин.

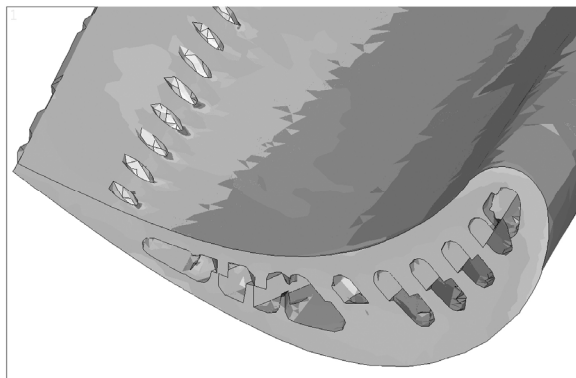


Рис. 7. Распределение интенсивности напряжений на седьмой форме колебаний на пере и внутри лопатки

Выводы

Использованная расчетная схема позволяет выявить влияние кристаллографической ориентации на параметры колебаний и появление зон локализации напряжений в лопатке с системой охлаждающих каналов в виде вихревой матрицы. Рассматриваемая лопатка в целом спроектирована таким образом, что в широком частотном диапазоне вибрационные напряжения распределены достаточно равномерно. В то же время результаты исследований позволили выявить зоны локализации напряжений и показывают необходимость поиска более рационального моделирования монокристаллических лопаток с охлаждающими каналами, учета температурной и ростовой неоднородностей, нагрузок и других воздействий.

Литература

1. Ножницкий Ю.А., Голубовский Е.Р. Монокристаллические рабочие лопатки высокотемпературных турбин перспективных ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2006. – № 9 (35). – С. 117-123.
2. Голубовский Е.Р., Светлов И.Л., Хвацик К.К. Закономерности изменения аксиальной и

азимутальной анизотропии прочностных характеристик монокристаллов жаропрочных никелевых сплавов для лопатки ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2005. – № 10 (26). – С. 50-54.

3. Петухов А.Н., Голубовский Е.Р., Басов К.А. Частотные характеристики и формы колебаний монокристаллических образцов и охлаждаемых лопаток турбин с различной кристаллографической ориентацией // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2006. – № 8 (34). – С. 50-56.

4. Придорожный Р.П., Шереметьев А.В. Особенности влияния кристаллографической ориентации на усталостную прочность монокристаллических рабочих лопаток турбин // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2005. – № 10 (26). – С. 55-59.

5. Мельникова Г.В., Магеррамова Л.А., Протопопова Д.А. Влияние кристаллографической ориентации монокристалла и ее технологического разброса на частотный спектр турбинных лопаток // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн.-техн. тр. – Х.: ХАИ.* – 2001. – Вып. 26. Тепло-вые двигатели и энергоустановки. – С. 140-144.

6. Светлов И.Л., Суханов Н.Н., Кривко А.И. Температурно-ориентационная зависимость характеристик кратковременной прочности, модуля Юнга и коэффициента линейного расширения монокристаллов сплава ЖС6Ф // *Проблемы прочности.* – 1987. – № 1. – С. 51-56.

7. Шалин Р.Е., Светлов И.Л., Качанов Е.Б. Монокристаллы никелевых жаропрочных сплавов. – М.: Машиностроение, 1997. – 336 с.

Поступила в редакцию 25.05.2007

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

УДК 621.5.049

И.И. ПЕТУХОВ, Ю.В. ШАХОВ, В.Н. СЫРЫЙ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ ИСТЕЧЕНИЯ ВСКИПАЮЩЕГО ПАРАВОДОРОДА
ИЗ СОПЛА СТРУЙНОГО ОХЛАДИТЕЛЯ**

Приведены результаты экспериментального исследования вскипающего потока жидкого параводорода в сопле Лаваля. На основании данных о структуре двухфазного потока, распределении статического давления вдоль оси сопла, температуре и расходе получены данные об условиях начала процесса парообразования. Предложена зависимость для определения величины перегрева жидкого параводорода в процессе адиабатного истечения в сопле.

параводород, струйный охладитель жидкости, вскипающий поток, сопло Лаваля, метод расчета

Перспективность водорода как эффективного горючего и энергоаккумулирующего вещества в настоящее время уже не вызывает сомнений. Большие его количества предпочтительно хранить в жидком состоянии. Однако низкие рабочие температуры жидкого водорода и значительные объёмы водородных баков вследствие малой его плотности определяют необходимость обеспечения высокоэффективной теплоизоляции элементов конструкций. Весьма сложной задачей становится и обеспечение температурного режима подачи криогенного горючего. Низкий температурный напор в теплообменниках-рекуператорах, отсутствие или крайне высокая стоимость внешних охладителей требуемой мощности делают актуальным создание альтернативных устройств, обеспечивающих заданную температуру подачи жидкого водорода.

К таким устройствам относятся, в частности, малогабаритные струйные охладители жидкости (СОЖ) [1], реализующие быстрое охлаждение (до 600 К/с) жидкости за счет частичного её испарения. Создание эффективного СОЖ невозможно без достоверных математических моделей рабочего процесса в его элементах и экспериментальных данных, без методики профилирования проточной части. Сложность и разнородность рабочих процессов, проходящих в элементах СОЖ, затрудняет создание

единой математической модели для устройства в целом. Вследствие этого используется поэлементное описание СОЖ.

Важным элементом СОЖ, в котором собственно реализуется охлаждение жидкости, является сопло. Наряду с охлаждением здесь необходимо обеспечить и эффективный разгон жидкости при истечении вскипающего потока. Имеющиеся дифференциальные методики для расчета сопел [2, 3 и др.] громоздки, сложны и малоприменимы в силу большой продолжительности счета для оперативных расчетов параметров СОЖ при быстро меняющихся внешних условиях. Кроме того, они неизбежно содержат эмпирические корреляции, нуждающиеся в экспериментальной проверке для каждой жидкости. Поэтому для расчета характеристик сопла СОЖ в данной работе предлагается упрощенный полуэмпирический метод, базирующийся на соответствующей дифференциальной модели [2, 3] адиабатного истечения вскипающей жидкости и экспериментальных данных.

Дополнительным доводом в пользу использования такого подхода является сложившаяся практика профилирования сопел СОЖ. Конфузорная часть сопла профилируется с постоянным углом схождения либо по методу Витошинского, а диффузорная имеет постоянный угол раскрытия, обеспечиваю-

щий безотрывное истечение вскипающего потока. Сопрягаются обе части по радиусу.

Условные обозначения: P – давление; Q – объемный расход; T – температура; W – скорость; ν – коэффициент кинематической вязкости; СОЖ – струйный охладитель жидкости. Индексы: l – жидкая фаза; s – сечение закипания; $кр$ – критический; $вх$ – входное сечение.

Экспериментальное исследование процессов вскипания криогенных жидкостей в сопле Лавала производилось в ходе отработки СОЖ на стенде, выполненном по разомкнутой схеме. Конфузорная часть сопла выполнена с углом схождения 30° , радиус сопряжения 50 мм. Процессы истечения из сопла Лавала исследовались для жидкого водорода при различных параметрах на входе. В ходе экспериментов измерялись статическое давление, температура, расход и сплошность потоков на входе и выходе СОЖ, распределение статического давления вдоль плоского сопла Лавала, а также статическое давление и температура в сепараторе и диффузоре СОЖ. Измеренные параметры автоматически регистрировались. Температура и давление на входе в СОЖ менялись в диапазоне $\tau = \frac{T_{вх}}{T_{кр}} = 0,75 \dots 0,88$ и

$$\pi = \frac{P_{вх}}{P_{кр}} = 0,37 \dots 0,68.$$

Для построения расчётных соотношений использовалась система обычных дифференциальных уравнений теоретической модели [2, 3] и измеренные в опыте расход жидкости и распределение статического давления вдоль сопла.

Сопло СОЖ разделяли на три части. Область гидравлического течения располагалась от входа в сопло до сечения, в котором начинается процесс парообразования. Область пузырькового течения находилась между сечением вскипания и сечением инверсии. Далее до среза сопла расположена зона паро-капельного течения.

Важность точного определения параметров в се-

чении закипания определяется тем, что они являются исходными данными для расчета параметров в расширяющейся части сопла. Поэтому задаче точного определения статического давления в этом сечении и, соответственно, максимального перегрева жидкости до вскипания уделяется большое внимание. В работе [4] было предложено обобщенное соотношение в виде степенной зависимости, связывающее температуру и давление в сечении вскипания для жидкого азота, углекислоты и воды:

$$\frac{T}{T_{кр}} = 1,011 \cdot \left(\frac{P}{P_{кр}} \right)^{0,1162} \quad \text{при } \frac{P}{P_{кр}} < 0,5; \quad (1)$$

$$\frac{T}{T_{кр}} = \left(\frac{P}{P_{кр}} \right)^{0,1046} \quad \text{при } \frac{P}{P_{кр}} \geq 0,5. \quad (2)$$

При этом была сделана попытка учесть также влияние геометрии сопла. Отмечалось, что уменьшение начального недогрева жидкости ведет к возрастанию термической неравновесности потока. Упоминалось влияние и скорости потока, однако в предложенном соотношении это не отражено.

Результаты расчёта на основе указанных соотношений приведены на рис. 1. Для определения экспериментальных значений давления в сечении закипания было использовано известное соотношение для объемного расхода через сопло

$$Q = \mu_s \cdot f_s \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{P_{вх} - P_s}{\rho_L^0}}. \quad (3)$$

Здесь P_s – давление в сечении закипания, f_s – его площадь, причем наиболее важными являются последние два параметра. Коэффициент расхода μ_s учитывает коэффициент скорости суживающейся части и сужение струи, может определяться для случая гидравлического истечения и для рассматриваемого сопла составляет 0,94.

Критическое сечение может не совпадать с геометрическим горлом сопла. В то же время в этой окрестности горло сопла является единственной геометрической величиной, которая может быть определена с удовлетворительной точностью. С другой

стороны, профиль статического давления в области, примыкающей к горлу сопла, характеризуется значительной крутизной (рис. 2), что ведет к значительным погрешностям из-за недостоверного определения положения критического сечения, поток в котором может быть ещё и неоднороден. Поэтому при создании упрощенной одномерной модели истечения вскипающего потока следует использовать в качестве площади критического сечения площадь горла сопла как определяющую величину. Возможные неточности могут учитываться за счет определения значения расчетного давления в сечении, которое и будет определять расходную характеристику сопла. Значения давления, определённые на основе изложенной методики с учётом экспериментальных данных (табл. 1) по расходу приведены на рис. 1 Очевидно, что зависимость (1) неудовлетворительно описывает процесс вскипания для водорода, давая систематически заниженные значения давления в сечении вскипания. Следует заметить, что расхождение больше для жидкости с меньшим начальным недогревом $\Delta T_n = T_{01} - T_{SAT}(P_{ex})$ и уменьшается с увеличением последнего. Расчетная модель, использованная в [5], предполагала подачу на вход в сопло недогретой жидкости и положение сечения закипания за горлом сопла.

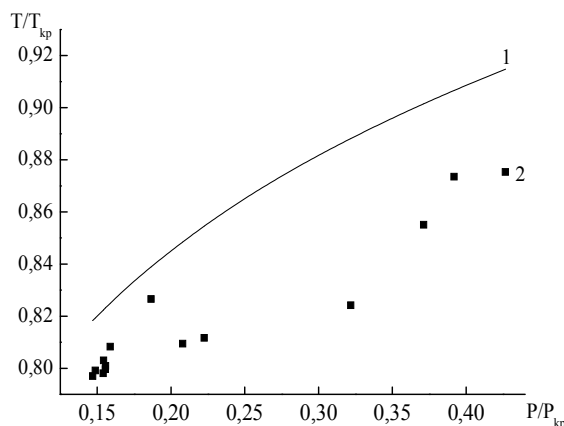


Рис. 1. Сравнение данных экспериментов 1213 и 1214 с зависимостью В.Г. Тонконога [4]. 1 – график, рассчитанный по зависимости (1); ■ – экспериментальные данные 1213 и 1214

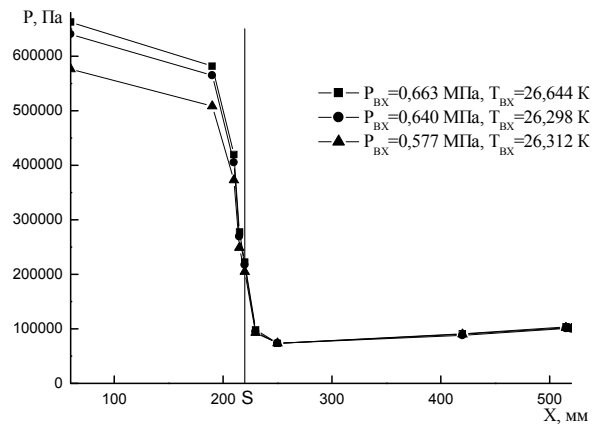


Рис. 2. Статическое давление в тракте сопла СОЖ при истечении параводорода

Более точно описывает перегрев жидкости в сечении закипания зависимость

$$P_{SAT}(T_{ex}) - P_s = \chi_1 + \frac{\chi_2}{\text{Re}_s^n}, \quad (4)$$

где χ_1, χ_2 – постоянные для каждого криогенного компонента коэффициенты, имеющие размерность давления; $\text{Re}_s = \frac{D_{экв} \cdot W_{LS}}{v_s}$ – число Рейнольдса для потока в горле сопла; $D_{экв}$ – эквивалентный гидравлический диаметр горла сопла. Коэффициенты χ_1, χ_2 определяются капиллярными эффектами, числом и размерами жизнеспособных зародышей паровой фазы. Число Рейнольдса в соотношении (4) характеризует начальный недогрев жидкости.

Выбор такой формы зависимости имеет ряд преимуществ по сравнению с (1). Так, здесь учтено влияние скорости потока на величину перегрева жидкости в сечении закипания, что отмечалось в [2]. С другой стороны, скорость также выражает влияние начального недогрева жидкости. Рассмотренное соотношение обеспечивает более высокую точность вычисления давления в сечении закипания для малых начальных недогревов, характерных в области рабочих параметров СОЖ. Для жидкого параводорода по экспериментальным данным найдены следующие значения коэффициентов $\chi_1 = 574100$, $\chi_2 = -1,167 \cdot 10^9$, $n = 0,5$. Расчетное давление в сечении

закипания приведено в табл. 1 под обозначением P_{sp} и на рис. 3.

Таблица 1

Параметры в сопле СОЖ
при истечении жидкого параводорода

№	$T_{вх}$, К	$P_{вх}$, кПа	m , кг/с	P_s , кПа	P_{sT} , кПа	P_{sp} , кПа
1213.005	26,66	663	1,91	205	205	211
1213.044	26,48	663	1,93	200	194	197
1213.061	26,41	667	1,94	201	189	192
1213.075	26,37	667	1,94	201	187	189
1213.100	26,32	667	1,95	199	184	185
1213.131	26,36	577	1,76	192	186	202
1213.200	26,29	577	1,77	190	182	197
1213.265	26,70	483	1,30	269	207	280
1213.290	26,77	483	1,24	288	212	294
1214.007	28,87	667	0,92	552	406	535
1214.071	28,81	667	1,09	507	400	495
1214.108	28,20	589	0,91	480	333	474
1214.208	27,18	493	0,78	416	242	426
1214.272	27,26	667	1,83	241	248	267

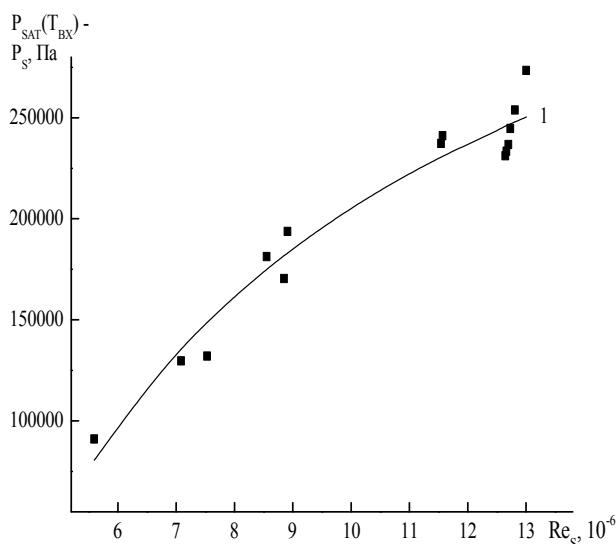


Рис. 3. Перегрев жидкости в сечении закипания при истечении вскипающего параводорода в сопле СОЖ: 1 – расчетная зависимость (4);
■ – экспериментальные данные 1213 и 1214

Предложенная зависимость позволяет определить параметры в сечении закипания для жидкого параводорода при различных степенях недогрева на входе.

Литература

1. Струйная система утилизации жидкого водорода при испытаниях насоса ГТД / И.И. Петухов, Ю.В. Шахов, В.Н. Сырый, Ю.Е. Давыдов, И.П. Косицын // *Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр.* – Х.: ХАИ, 1997. – Вып. 4. – С. 364-369.
2. Сырый В.Н., Петухов И.И., Блинков В.Н. Исследование течения вскипающего водорода в соплах Лаваля // *Газотермодинамические процессы в энергоустановках с многофазным рабочим телом.* – 1990. – С. 10-15.
3. Петухов И.И., Сырый В.Н. Численное моделирование вскипающих потоков криожидкостей с кристаллизацией капель // *Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн.* – 2005. – № 1 (17). – С. 30-33.
4. Тонконог В.Г., Гортышов Ю.Ф. Фазовые переходы в потоке жидкости // *Тр. 5-й Междунар. конф. по тепло- и массообмену.* – Минск, (24-28 мая 2004 г.). В 10-и т. – Т. 5. Тепломассообмен в двухфазных (парожидкостных) системах. – Минск, 2004. – С. 453-459.
5. Тонконог В.Г. Термическая неравновесность процесса истечения вскипающих жидкостей // *Тр. 2-й Российской нац. конф. по теплообмену РНКТ-II.* В 8-и т. – Т. 5. Двухфазные течения. Дисперсные потоки и пористые среды. – М.: Изд-во. МЭИ, 1998. – С. 121-124.

Поступила в редакцию 1.06.2007

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

УДК 629.018.4 : 519.876.5(045)

А.Г. КУЧЕР, А.С. ЯКУШЕНКО, В.Е. МИЛЬЦОВ*Национальный авиационный университет, Киев, Украина***МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПОВЕРХНОСТНОГО СТРУКТУРНОГО ПОВРЕЖДЕНИЯ МАТЕРИАЛА НА ОСНОВЕ ТЕОРИИ ПЕРКОЛЯЦИИ**

Рассмотрены вопросы моделирования процесса повреждения для разных структурных форм поверхностного слоя материала. Проведен расчетный анализ предельного повреждения для разных значений структурного параметра числа связей между структурными элементами. Модель описывает процессы повреждения на различных структурных уровнях, в том числе и процессы коррозионного и эрозионного повреждения материалов.

коррозия, эрозия, фрактал, теория перколяции, элементарные структурные элементы, повреждаемость, число связей, эффективный радиус связи, математическая модель

Введение

Все без исключения металлы в твердом состоянии кристаллически. Кристаллическое состояние характеризуется строгой закономерностью во взаимном расположении атомов, которые образуют пространственную кристаллическую решетку.

Основная и определяющая особенность металлов – наличие так называемой металлической связи между атомами кристаллической решетки. Каждый тип кристаллической решетки может быть охарактеризован элементарной кристаллической ячейкой, которая многократно повторяется в решетке кристалла. Размеры кристаллической ячейки соизмеримы с размерами атомов и исчисляются ангстремами. Причина плотной упаковки атомов заключается в реализации стремления системы к минимальной свободной энергии связи.

Атомы или молекулы, находящиеся в глубине материала и на его поверхности, имеют различное число атомных или молекулярных связей. На поверхности атомы являются неуравновешенными, поэтому поверхность всегда обладает избытком поверхностной энергии. Это приводит к притягиванию поверхностным слоем точечных (вакансий) или линейных (дислокаций) дефектов кристаллической решетки, что ведет к его разупрочнению. Практически все поверхностные слои материалов имеют де-

фекты, полученные при их изготовлении, а также от различных видов обработки, нагревания, окисления, коррозии, эрозии, пластической деформации и т.д. и имеют глубину порядка несколько сотен атомных расстояний (до 10 нм). Все поверхности содержат нерегулярности: выпуклости и впадины, которые называют топографией поверхности. При усталости металлов локальное пластическое деформирование, обусловленное выходом дислокаций на поверхность, сопровождается вытеснением материала (экструзия) и втягиванием материала (интрузия). Это является причиной зарождения микротрещин. Таким образом, состояние поверхностного слоя является важнейшим индикатором процессов деформирования и разрушения.

1. Коррозионное и эрозионное разрушение материалов

Поскольку представленная модель может описывать процессы коррозии и эрозии металлов, рассмотрим кратко саму суть этих процессов.

Коррозия и эрозия – недопустимые виды поверхностного разрушения материалов. Сам термин «коррозия» произошел от латинского слова «корродере» – разъедать, а термин «эрозия» от латинского «эродере» – разрушать. При коррозии разрушение материала происходит в результате статического

взаимодействия его с жидкой или с газообразной средой. Эрозионное разрушение является следствием динамического воздействия на материал твердых или жидких частиц, газовых потоков или электрических разрядов.

Коррозией называется процесс разрушения металлов при их химическом, электрохимическом или биохимическом взаимодействии с окружающей средой. Главной причиной, вызывающей коррозию, является термодинамическая неустойчивость металлического состояния. Процесс коррозии – окислительно-восстановительный самопроизвольный процесс, он приводит к снижению свободной энергии вещества, т.е. к получению термодинамически более устойчивых по сравнению с исходным металлом соединений.

По механизму протекания процесса коррозия классифицируется следующим образом:

1. Химическая коррозия – процесс, протекающий за счет гетерогенной химической реакции, без разделения на отдельные стадии. Продукты коррозии образуются непосредственно на участке, подвергаемом коррозии.

Термин химическая коррозия объединяет широкую гамму процессов химического взаимодействия материалов с агрессивными средами различного состава. Однако наибольшее практическое значение имеет процесс химического взаимодействия металлов с кислородом.

Из-за большого сродства металлов к кислороду в первую очередь происходит химическая адсорбция. Молекула кислорода на поверхности металла диссоциирует на атомы, которые закрепляются на определенных точках поверхности.

2. Электрохимическая коррозия – процесс, подчиняющийся законам электрохимической кинетики. В отличие от химической коррозии в этом случае всегда протекает две группы реакций – катодная и анодная, которые не обязательно локализованы на определенных участках поверхности материала.

Закономерности протекания электрохимической коррозии во многом определяются строением коррозионной среды. Электролитами могут быть вода, водные и неводные растворы солей, кислот, оснований и расплавы солей.

При погружении металла в электролит, например в водный раствор, его поверхностные атомы подвергаются воздействию силового поля молекул воды. Если энергия гидратации больше, чем энергия связи в кристаллической решетке, то ионы — атомы металла, гидратируясь, переходят в электролит; при этом эквивалентные им электроны остаются в металле [7]. Металлическая поверхность приобретает отрицательный заряд, что, в свою очередь, вызывает электростатическое притяжение между положительно заряженными ионами металла, перешедшими в раствор, и поверхностью металла.

Трудность изучения процессов эрозии заключается в многообразии физических механизмов, вызывающих поверхностное разрушение, сложном их сочетании, а также в обилии внешних и внутренних факторов, оказывающих большое влияние на характер и формы проявления повреждаемости материалов.

Классификация видов эрозии построена по трем признакам: по механизмам эрозионного разрушения, характеру поверхностного разрушения и условиям протекания процесса. По механизмам разрушения эрозия делится на: а) механохимическую; б) микроударную; в) термическую; г) электрическую. По характеру распределения поверхностного разрушения эрозию можно классифицировать на общую и локальную. По условиям протекания эрозионное разрушение можно разделить на гидроэрозию, газовую эрозию, абразивную, гидроабразивную, электрическую, абляцию и т.д. [7].

Механохимический механизм является ведущим, когда энергия потока жидкостей, газов или твердых частиц невелика и не в состоянии вызвать в поверхностных микрообъемах (глубиной порядка несколь-

ких микрометров и более) пластическую деформацию, структурные или фазовые изменения. В этом случае разрушение происходит в поверхностных слоях субмикроскопической толщины.

Микроударный механизм эрозии наблюдается в тех случаях, когда поверхность материала в потоке газов, жидкостей или твердых частиц подвергается локальным импульсивным ударам, энергия которых достаточна, чтобы вызвать пластическую деформацию, структурные или фазовые превращения в микрообъемах.

Основной особенностью микроударного нагружения является локализация отдельного деформационного акта в объеме, соизмеримом с размерами зерна металла и отдельными структурными составляющими. Поведение металла при микроударном нагружении связано с особым видом пластической деформации, которая характеризуется сосредоточенностью по распределению и неравномерностью по объему. При этом возрастает роль границ зерен и отдельных структурных составляющих сплавов в процессах зарождения и развития микротрещин на стадии разрушения.

Термический механизм эрозии является ведущим при воздействии на материал раскаленного газового потока. Эрозионное разрушение металлов происходит в результате того, что поверхность металла, нагреваясь до весьма высоких температур (в большинстве случаев выше температур плавления), крайне слабо сопротивляется динамическому воздействию горячего газового потока. Связи между частицами металла ослабевают, и частицы выносятся газовой струей.

Гидроэрозия – это поверхностное разрушение деталей машин при контакте с динамическим потоком жидкостей. Силовое воздействие может быть вызвано как обычными ударами микрообъемов жидкости, например, в случае соударения дождевых капель с поверхностью летательного аппарата (атмосферная эрозия), так и в условиях кавитации

жидкостей (кавитационная эрозия).

На рис. 1 приведена микрофотография наружной поверхности гильзы цилиндра тракторного двигателя при охлаждении ее водой [7]. Эрозионное разрушение возникло в результате кавитации при вибрации двигателя. Газовая эрозия – это поверхностное разрушение деталей машин в контакте с динамическим потоком газов и, прежде всего, газовых струй с высокой температурой, скоростью, химической активностью. Этому виду разрушения подвержены сопла и лопатки реактивных двигателей, газовых турбин, каналы стволов артиллерийских орудий, клапаны, поршневые кольца и зеркала цилиндров двигателей внутреннего сгорания, камеры сгорания



Рис. 1. Наружная поверхность гильзы цилиндра тракторного двигателя при охлаждении ее водой

жидкостных ракетных двигателей и др.

Представленные механизмы поверхностного разрушения применимы для различных уровней структуры материала: на самом низком атомном, молекулярном уровне ее

структурными элементами являются атомы кристаллической решетки металла, на среднем уровне зерна – коррозионное или эрозионное повреждение материала, на более высоком уровне – микротрещины, поры и другие элементы структурного повреждения.

2. Формулирование проблемы

2.1. Достижение предельного состояния материала. Процесс накопления повреждений и разрушение материала в ряде случаев имеет характер продолжительного накопления малых рассеянных дефектов (пор, микротрещин) со следующим их объединением и образованием новых структурных элементов – фракталов (фрактал от латинских слов fractus – дробный и frangere – ломать, что отражает

суть фрактала, как "изломанного", нерегулярного множества).

Предельное состояние материала (предельный размер дефекта) достигается именно за счет объединения малых дефектов, а скорость увеличения их размеров и образование макродефектов (фракталов) от величины повреждения материала носит нелинейный характер и резко возрастает на этапе, который предшествует разрушению [1, 2, 6].

2.2. Постановка задачи прогнозирования. Величина повреждения материала, при которой происходит разрушение, является случайной величиной. С учетом этого обстоятельства при решении задач прогнозирования предельного состояния величина предельно допустимого повреждения должна определяться с заданным уровнем доверительной вероятности P_d (обозначим эту величину повреждения как $\psi_{пред}$). При такой постановке задачи метод расчета величины предельно допустимого повреждения $\psi_{пред}$ материала может быть создан с использованием теории перколяции (протекания) [3 – 5]. Сама по себе теория протекания довольно-таки молода по меркам современной науки. Основные ее идеи были сформулированы в 1957 году при изучении явления прохождения газов через угольный фильтр, но со временем выяснилось, что новая теория способна описать широчайший круг явлений из таких областей, как физика и химия. Поэтому в настоящем теория перколяции получила весьма широкое распространение. Например, в контексте исследуемой темы эта теория позволяет определить характер состояния системы из большого числа связей, при условии, что они носят случайный характер, то есть могут быть заданы при помощи генератора случайных чисел.

Можно принять, что вероятность возникновения дефекта предельно допустимой величины для рассмотренного материала зависит только от степени повреждения материала:

$$P(S_{пред}) = F(\psi_m) = \int_{-\infty}^{\psi_T} f(\psi) d\psi, \quad (1)$$

где $S_{пред}$ – предельно допустимая величина дефекта; ψ_m – текущее значение повреждения материала; $F(\cdot)$, $f(\cdot)$ – соответственно функция и плотность вероятности возникновения дефекта предельно допустимой величины.

Материал может использоваться до выполнения условия:

$$\psi_m < \psi_{пред} \quad (2)$$

При постановке задачи в рамках теории перколяции можно считать, что предельное повреждение материала $\psi_{пред}^p$ при котором вероятность возникновения дефекта предельной величины P равняется заданной, зависит только от структуры материала:

$$\psi_{пред}^p = F^{-1}(CM) = \text{const}, \quad (3)$$

где CM – константа, которая характеризует структуру материала; $F^{-1}(\cdot)$ – функция, обратная функции $F(\cdot)$ вероятности достижения предельного состояния.

В этом случае для определения $\psi_{пред}^p$ необходимо конкретизировать зависимость $F(\cdot)$ – определить закон распределения и его параметры.

2.3. Связь с теорией перколяции. Один из простых способов изучения перколяции основан на использовании генератора случайных чисел. Вычислительная процедура при этом сводится к генерации случайного числа и его сравнению с некоторым порогом p (ячейка решетки считается «рабочей», если случайное число меньше p). Если вероятность рабочего состояния ячейки мала, можно ожидать, что будут присутствовать только небольшие, изолированные кластеры. По сравнению с этим, если $p \sim 1$, то можно ожидать, что большинство работающих ячеек образуют один большой кластер, который протянется от одной стороны решетки до другой. О таком кластере говорят, что он «перекидывается» через решетку, и называют *соединяющим кластером*.

В пределе бесконечной решетки существует вполне определенная «пороговая вероятность» p такая, что для $p > p_c$ существует один соединяющий кластер или путь; для $p < p_c$ нет ни одного соединяющего кластера и все кластеры конечны. Для

конечной решетки со стороной n всегда существует ненулевая вероятность того, что будет появляться соединяющий кластер, связывающий одну сторону решетки с другой. Известно, что порог протекания для двумерного массива ячеек составляет 0,34 и всего 0,21 – для трехмерного [8].

Применение данного подхода к ответственным деталям, таким как детали авиационных двигателей и газоперекачивающего оборудования, диктует необходимость модификации метода моделирования и определения предельного состояния. Это связано с тем, что предельное состояние достигается задолго до появления соединяющего кластера и может возникнуть, например, при разрушении $3 \div 10$ зерен поверхностного слоя, расположенных рядом. Таким образом, для таких деталей надо определить значение поврежденности $\psi^p_{пред}$, при которой достигается заданное предельное состояние.

3. Сущность математической модели

Далее рассмотрим построение имитационной математической модели, предназначенной для моделирования процессов накопления повреждений в поверхностном слое для случаев возникновения эрозионного, коррозионного разрушений или контактного выкрашивания материала. При этом можно ввести допущение, что при низкой концентрации дефектов взаимодействие и взаимное влияние дефектов друг на друга отсутствуют, а координата возникновения дефекта на поверхности материала – случайная, равномерно распределенная, величина.

Будем считать, что поверхностный слой (ПС) материала состоит из элементарных структурных элементов (ЭСЭ), каждый из которых граничит с некоторым числом n соседних ЭСЭ. Если число соседних элементов постоянно для всех элементов структуры ($n = \text{const}$) и не зависит от номера ЭСЭ то структура ПС материала однородная и определяется только числом связей ЭСЭ – $n_{св}$. При случайном количестве связей ЭСЭ ($n_{св} = \text{var}$) поверхностный

слой материала является неоднородным. Далее при анализе структурного повреждения будут рассмотрены только однородные структурные элементы, математические модели которых состоят из ЭСЭ одинаковых по величине (площади и числу связей $n_{св}$). Следует отметить, что предлагаемые математические модели поверхностной структуры материала не накладывают никаких ограничений на фактическую величину и форму ЭСЭ и являются функцией только одного структурного параметра – $n_{св}$.

Рассмотрим процесс повреждения поверхностного слоя материала. Возникновение элементарного повреждения (дефекта) можно описать как разрушение ЭСЭ, что является процессом случайным и однородным как во времени, так и на поверхности материала. Процесс повреждения ПС материала будем рассматривать как процесс объединения отдельных ЭСЭ и образование новых структур – фракталов. Под фракталом с мощностью m будем понимать объединение, которое включает в себя m ЭСЭ. В качестве других характеристик повреждения ПС материала рассмотрены структуры, связанные с фрактальным повреждением, а именно участка поверхности материала охваченного фракталом. В частности, это площадь круга (или число ЭСЭ внутри круга) с диаметром, равным максимальному расстоянию между элементами фрактала или площадь прямоугольника (число ЭСЭ внутри фигуры) со сторонами равными максимальным высоте и ширине фрактала. Последние характеристики повреждения материала включают как поврежденные, так и не поврежденные ЭСЭ и их рост на средних и конечных стадиях разрушения происходит более интенсивно.

Очевидно, что возможность объединения ЭСЭ во фракталы определяется количеством его связей $n_{св}$. В свою очередь $n_{св}$ определяет характеристики функции $f(\cdot)$ и зависимость (3) принимает вид

$$\psi^p_{гран} = F^{-1}(n_{св}) = \text{const.} \quad (4)$$

В такой постановке задача определения характе-

ристик функции $f(\cdot)$ может быть решена с использованием методов математического моделирования.

Рассмотрим случай поверхностного разрушения для структурно однородных материалов. При этом ЭСЭ можно представить в виде плоских правильных фигур, каждая из которых имеет n связей с соседними элементами. Основными необходимыми для моделирования характеристиками ЭСЭ в этом случае является площадь одного ЭСЭ – S_e , радиусы описанной R и вписанной r окружностей и координаты их центров тяжести – x, y .

Рассматривается поверхность, которая имеет размер n_x на n_y ЭСЭ. С помощью генератора случайных чисел определяются координаты очередного разрушенного ЭСЭ. Через каждые n_{it} итераций соответственно законам объединения дефектов, осуществляется построение фракталов и их приведение в порядок по мощности (длине) фрактала. Далее осуществляется расчет характеристик структурного повреждения. Расчет ведется до возникновения фрактала предельного размера.

В ходе математического эксперимента первого уровня значения параметра n_{ce} принималось равным 3, 4, 6, 8 и 12, второго – 18, 24 и 36 за счет формы ЭСЭ и условий объединения дефектов.

Рассматривались три математических модели формы ЭСЭ - равносторонняя треугольная (рис. 2, а), квадратная (рис. 2, б), правильная шестиугольная (рис. 2, в), и для каждой из них процесс объединения определялся двумя законами: когда расстояние между центрами тяжести фигур равняется двум радиусам вписанной или описанной окружностей. В первом случае, например для треугольных элементов, когда расстояние между центрами фигур равняется сумме радиусов вписанных в данные ЭСЭ окружностей (рис. 3, а) число контактирующих элементов равняется 3, а в случае, когда расстояние между центрами фигур равняется сумме радиусов описанных окружностей (рис. 3, б) – 12. В табл. 1 приведены значения количества соседних ЭСЭ, которые могут объединиться во фрактал.

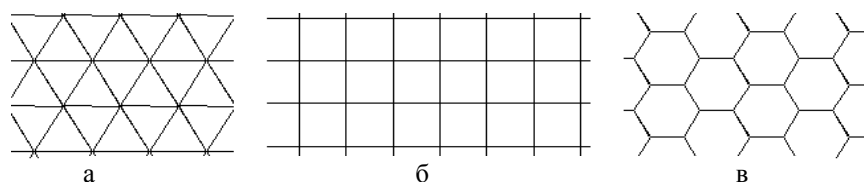


Рис. 2. Типы плоских решеток ПС материала: а – равносторонняя треугольная; б – квадратная; в – правильная шестиугольная

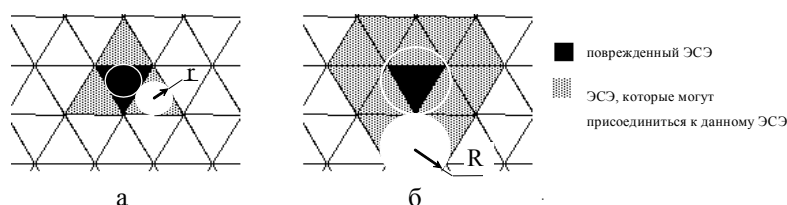


Рис. 3. Возможные варианты объединения ЭСЭ во фракталы для треугольной формы ЭСЭ, которые имеют общую сторону (а) и ЭСЭ, которые имеют хотя бы одну общую точку (б)

Таблица 1

Количество связей ЭСЭ математических моделей разной формы

Форма ЭСЭ	Условие объединения дефектов во фрактал	
	при наличии общей стороны (модель объединения – $2r$)	при наличии хотя бы одной точки соприкосновения (модель объединения – $2R$)
Равносторонний треугольник	3	12
Квадрат	4	8
Правильный шестиугольник	6	6

Если в качестве ЭСЭ, которые объединяются во фрактал, рассматривать не только контактирующие элементы, но и находящиеся на следующем уровне, то математические модели построенные на рассмотренных принципах для структурно однородных материалов имеют вид приведенный на рис. 3, в которых число связей между ЭСЭ соответственно равняется 18 – для шестиугольных элементов, 24 – квадратных и 36 – треугольных элементов.

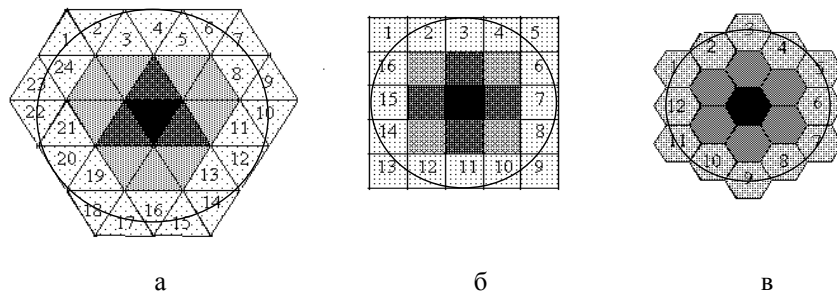
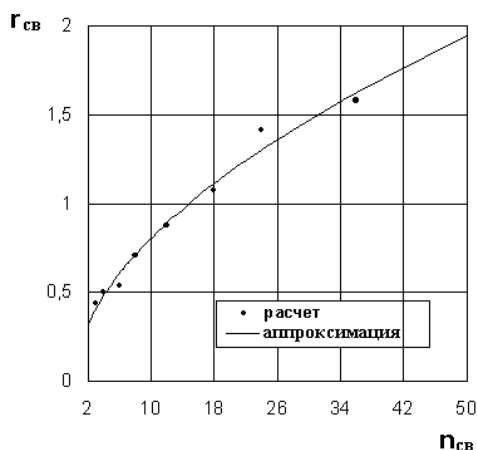


Рис. 4. Математические модели структурного повреждения однородных материалов второго уровня с числом связей: а – 36, б – 24 и в – 18

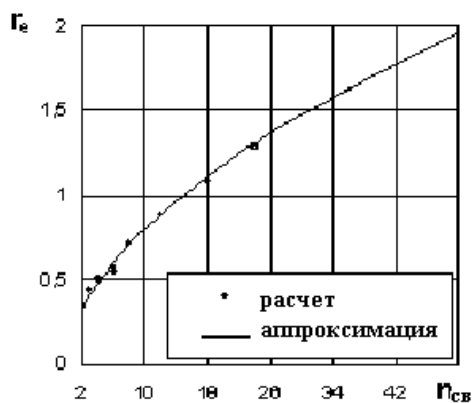
Таблица 2

Зависимость между структурными параметрами $n_{св}$ и $r_{св}$, r_e

Число связей, $n_{св}$	3	4	6	8	12	18	24	36
Радиус связи, $r_{св}$	0,436	0,5	0,537	0,707	0,877	1,075	1,414	1,582
Эффективный радиус связи, r_e	0,436	0,5	0,620	0,707	0,877	1,075	1,266	1,582



а



б

Рис. 5. Зависимости между структурными параметрами: а – зависимость радиуса связи ($r_{св}$) от числа связей ($n_{св}$); б – зависимость эффективного радиуса связи (r_e) от числа связей ($n_{св}$)

В табл. 2 приведены значения радиусов связи для соответствующих $n_{св}$ при $S_e = 1$, а также значение т.н. эффективных радиусов, которые частично приведены на рис. 3. Введенный эффективный радиус связи больше отвечает соответствующему значению $n_{св}$.

Кроме числа связей между ЭСЭ в качестве структурного параметра можно использовать радиус связи, удвоенное значение которого равняется расстоянию между центрами тяжести максимально отдаленных ЭСЭ от центрального элемента. Между структурными параметрами была установлена зависимость, которая, при условии полной эквивалентности ЭСЭ разной формы, выражается в равенстве их площадей $S_3 = S_4 = S_6 = S_e$.

Так как структурный параметр $n_{св}$ – целочисленный, а параметр r – непрерывный и может принимать значение в некотором диапазоне то радиус связи можно задать в этом диапазоне пропорционально отношению площади круга, который описывается

этим радиусом, и площади соответствующей математической модели $S_p/S_m = \pi r_e^2 / (S_e \times (n_{ce} + 1)) = \text{const}$. На рис. 5 приводятся расчетные и аппроксимированные значения и зависимости $r_{ce} = f(n_{ce})$ и $r_e = f(n_{ce})$. Математические выражения для аппроксимированных зависимостей имеют вид (5):

$$\begin{aligned} r_{ce} &= -0,0665043 + 0,00230527 n_{ce} + 0,268222 \sqrt{n_{ce}}; \\ r_e &= +0,0453792 + 0,00673436 n_{ce} + 0,2156547 \sqrt{n_{ce}}. \end{aligned} \quad (5)$$

Следует еще раз отметить, что математические модели объединения ЭСЭ и образование фракталов являются довольно общими и их форма не влияет на характеристики фрактальной повреждаемости. Главным параметром является число связей n_{ce} между ЭСЭ или радиус связей r_{ce} (r_e). Уникальная особенность предложенных моделей заключается в том, что число связей между ЭСЭ для всех элементов есть величина постоянная и потому можно исследовать индивидуальные особенности влияния этих структурных параметров на повреждаемость материала.

Как характеристика единичного структурного повреждения материала в математической модели использовалась площадь фрактала S_ϕ , что образовывается из поврежденных ЭСЭ. При этом величина данного параметра может рассчитываться:

- как суммарная площадь поверхности, занятая ЭСЭ, входящих во фрактал (обозначим как S_{ϕ_e});
- как площадь прямоугольника, описывающая все ЭСЭ, входящие во фрактал ($S_{\phi_{np}}$);
- как площадь круга с диаметром, равным расстоянию между наиболее удаленными точками фрактала ($S_{\phi_{кр}}$);
- как площадь секторов, построенных для ЭСЭ, входящих во фрактал с центром, который находится в геометрическом центре фигуры ($S_{\phi_{сек}}$).

Относительное повреждение поверхности элементарными дефектами при этом равняется:

$$\Psi_e = \frac{\sum_{i=1}^{n_{ce}} S_{e_i}}{S}, \quad (6)$$

где S – общая площадь рассмотренной поверхности материала; n_{ce} – количество разрушенных ЭСЭ.

Относительное повреждение поверхности фракталами равняется:

$$\Psi_\phi = \frac{\sum_{i=1}^{n_\phi} S_{\phi_i}}{S}, \quad (7)$$

где S_{ϕ_i} – площадь i -го фрактала; n_ϕ – количество фракталов.

В зависимости от того, какая величина (S_{ϕ_e} , $S_{\phi_{np}}$, $S_{\phi_{кр}}$ или $S_{\phi_{сек}}$) используется как величина S_ϕ , могут быть сформированы соответственно четыре параметра фрактального повреждения – Ψ_{ϕ_e} , $\Psi_{\phi_{np}}$, $\Psi_{\phi_{кр}}$, $\Psi_{\phi_{сек}}$.

Процесс накопления поверхностного повреждения материала может характеризоваться скоростью изменения вышеперечисленных параметров, а также зависимостью величин, которые характеризуют фрактальную повреждаемость, от величины повреждения разрушенных ЭСЭ – Ψ_e .

На основании описанной методики было разработано программное обеспечение и проведен ряд численных экспериментов. При этом влияние ранее разрушенных ЭСЭ и их фракталов, а также направление внешней нагрузки на процесс разрушения новых ЭСЭ не учитывался. На рис.6. приводятся фрагменты смоделированных процессов повреждения поверхностного слоя материала в зависимости от количества связей ($n_{ce} = 3, 4, 6, 8$ и 12) при фиксированном значении Ψ_e .

На рис. 7 приводятся расчетные модельные зависимости фрактальной повреждаемости Ψ_{ϕ_e} при разных длинах фракталов ($l_\phi = 2, 3, 4, 5, 6-10, 11-20, 21-50, >50$) от повреждаемости ЭСЭ для разных значений структурного параметра ($n_{ce} = 3, 4$). С увеличением повреждаемости ЭСЭ интенсивность роста длины фракталов тем большая чем большее число связей n_{ce} . На рис. 8 показана динамика изменения распределения повреждаемости фракталами разной длины ($l_\phi = 2, 3, 4, 5, 6-10, 11-20, 21-50, >50$) для числа связей $n_{ce} = 36$. На начальной стадии струк-

турная повреждаемость определяется фракталами меньшей длины $l_f = 2-4$ (при $\psi_e = 2,25\%$), а далее

фракталами средней $l_f = 4-20$ (при $\psi_e = 4,5-7,75\%$) и большой длины $l_f = 20-50, >50$ (при $\psi_e = 9\%$).

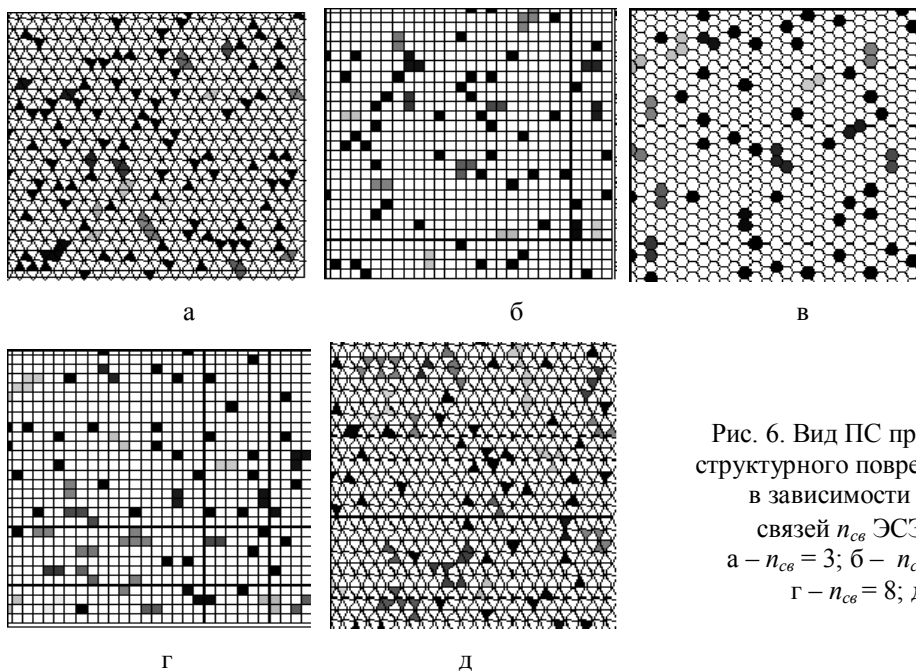


Рис. 6. Вид ПС при моделировании структурного повреждения материала в зависимости от количества связей n_{cv} ЭСЭ при $\Psi_e = 0,1$:
а – $n_{cv} = 3$; б – $n_{cv} = 4$; в – $n_{cv} = 6$;
г – $n_{cv} = 8$; д – $n_{cv} = 12$

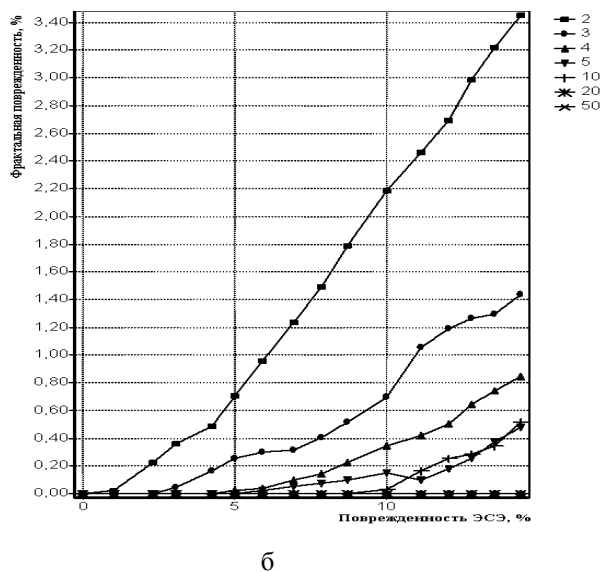
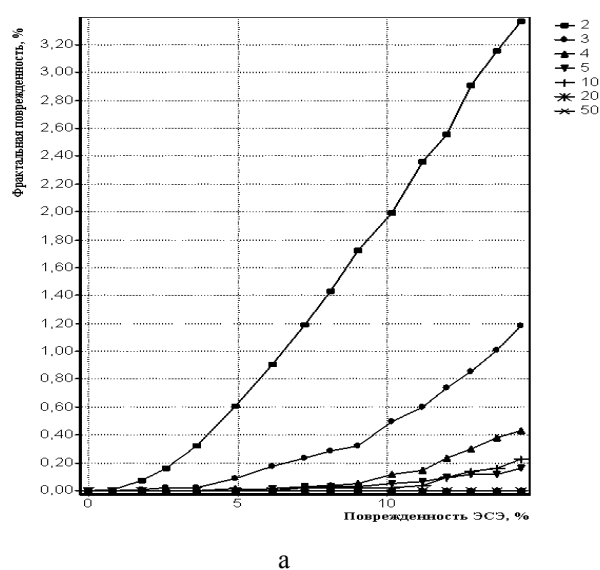


Рис. 7. Зависимость фрактальной повреждаемости при различных длинах фракталов от повреждаемости ЭСЭ: а – для количества связей $n_{cv} = 3$; б – для количества связей $n_{cv} = 4$

На рис. 9, а и б приводятся зависимости фрактальных повреждаемостей $\psi_{ф_пр.}$, $\psi_{ф_кр.}$, $\psi_{ф_се}$ – (а) и относительной фрактальной повреждаемости $\psi_i / \psi_{i\ max}$ – (б) от повреждаемости ЭСЭ (%) для числа связей – $n_{cv} = 36$. В зависимости от вида ($\psi_{ф_пр.}$, $\psi_{ф_кр.}$, $\psi_{ф_се}$) фрактальная повреждаемость $\psi_{ф_кр.}$ развивается более интенсивно. Соотношение между видами повреждаемости в среднем сохраняется постоянным и

незначительно зависит от числа связей.

На рис. 10 приводятся расчетные предельные значения повреждаемости ЭСЭ и построенные по ним зависимости повреждаемостей ЭСЭ ψ_e при достижении предельного состояния от числа связей n_{cv} – а и от эффективного радиуса связей r_e – б. Аппроксимирующие зависимости описываются формулами (8):

$$\begin{aligned} \psi_e = +1,5648165 + 0,235209 \ln(n_{св}) - \\ - 1,234556 [\ln(n_{св})]^{1/2}, C.K.O. = 0,00556; \end{aligned} \quad \begin{aligned} \psi_e = -0,172384 + 0,036065 r_e + \\ + 0,299067 \frac{1}{r_e}, C.K.O. = 0,00709. \end{aligned} \quad (8)$$

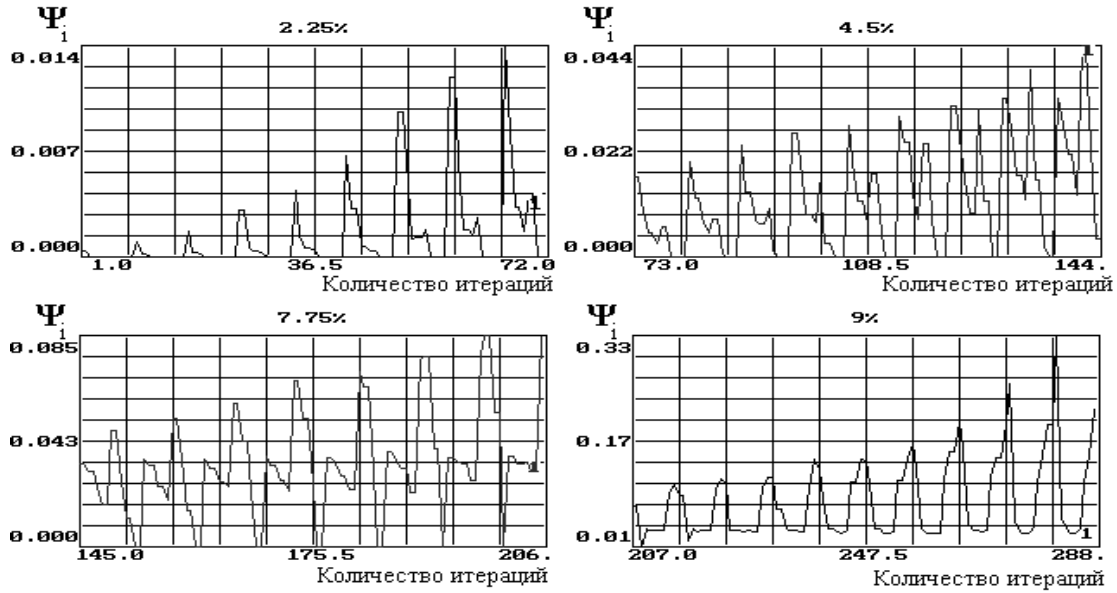


Рис. 8. Динамика изменения распределений повреждаемостей фракталами разной длины для $n_{св} = 36$

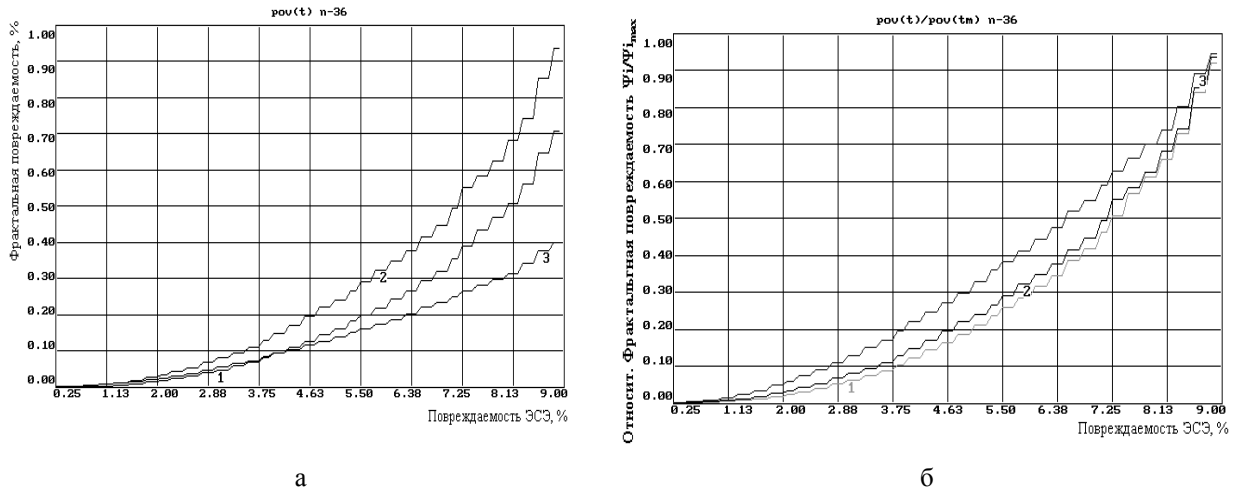


Рис. 9. Зависимость фрактальных повреждаемостей $\psi_{ф_нр}(1)$, $\psi_{ф_кр}(2)$, $\psi_{ф_се}(3)$ (рис.9.а) и относительной фрактальной повреждаемости ψ_i/ψ_{max} (рис.9.б) от повреждаемости ЭСЭ (%) для $n_{св} = 36$

Таблица 3

Зависимости предельной повреждаемости ЭСЭ ψ_e от структурных параметров $n_{св}$ и r_e

Число связей, $n_{св}$	3	4	6	8	12	18	24	36
Эффективный радиус связи, r_e	0,436	0,5	0,620	0,707	0,877	1,075	1,266	1,582
Повреждаемость ЭСЭ, ψ_e	0,53	0,43	0,345	0,275	0,20	0,14	0,11	0,075

Заключение

Получена математическая модель для моделирования процессов накопления повреждений в по-

верхностном слое для случаев возникновения коррозии, эрозии или контактного выкрашивания материала. При этом вводится допущение, что взаимодействие и взаимное влияние дефектов друг на дру-

га отсутствуют, а координата возникновения дефекта на поверхности материала – случайная, равномерно распределенная, величина.

Главным параметром является число связей $n_{св}$ между ЭСЭ или радиус связей $r_{св}$ (r_e). Особенность модели заключается в том, что число связей между ЭСЭ для всех элементов есть величина постоянная и потому можно исследовать индивидуальные осо-

бенности влияния этих структурных параметров на повреждаемость материалов.

В результате проведенных исследований установлены значения повреждаемостей ЭСЭ ψ_e при которых структурная повреждаемость ПС материала $\Psi_{ф_пр.}, \Psi_{ф_кр.}, \Psi_{ф_се}$ достигает предельной величины $\Psi_{пред}^P$ с вероятностью $P = 50\%$ для разного числа связей $n_{св}$ или эффективного радиуса связей r_e .

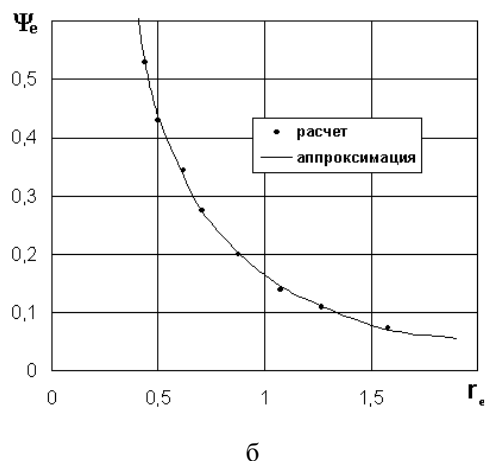
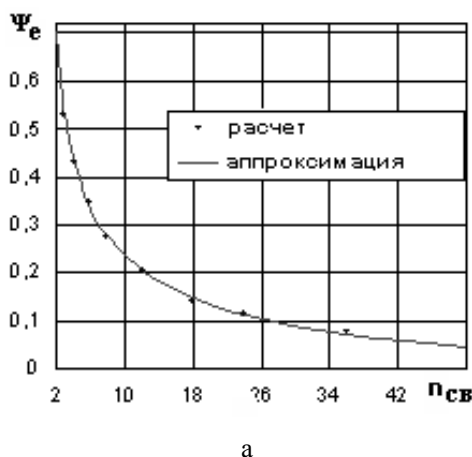


Рис. 10. Графики зависимостей предельной повреждаемости ЭСЭ ψ_e от числа связей $n_{св}$ (а) и эффективного радиуса связи r_e (б)

Литература

1. Игнатович С.Р., Кучер А.Г., Якушенко А.С., Башта А.В. Моделирование объединения рассеянных поверхностных трещин. Сообщение 1. Вероятностная модель объединения трещин // Проблемы прочности. – 2004. – № 2. – С. 21-32.
2. Методы определения соответствия к АП 25.571 «Обеспечение безопасности конструкции по условиям прочности при длительной эксплуатации». – 1996. – 29 с.
3. Челидзе Т.Л. Методы теории перколяции в механике разрушения // Механика твердого тела. – 1983. – № 6. – С. 114-123.
4. Киттель Ч. Введение в физику твердого тела. – Г.: Наука, 1978. – 792 с.

5. Эфрос А.Л. Физика и геометрия беспорядка. – Г.: Наука, 1982. – 176 с.
6. Игнатович С.Р. Критические значения концентрации накопленных рассеянных повреждений // Проблемы прочности. – 1995. – № 4. – С. 61-68.
7. Костецкий Б.И., Носовский И.Г., Бершадский Л.И. Надежность и долговечность машин. – М.: Техніка, 1975. – 408 с.
8. Долгий Э. Храните свои терабайты в ящике // Экспресс-Электроника. – 2004. – № 8 (117). – С. 45-49.

Поступила в редакцию 2.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Панин, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 621.577

Р.Н. РАДЧЕНКО

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА РАЦИОНАЛЬНЫХ РЕШЕНИЙ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ УСТАНОВОК КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ СУДОВЫХ ДВС

Обоснованы схемные решения воздухоохладительных узлов установок кондиционирования, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха судовых дизелей для охлаждения их циклового воздуха.

утилизация теплоты, уходящие газы, наддувочный воздух, установка кондиционирования воздуха, испаритель-воздухоохладитель, массовая скорость хладагента

1. Анализ проблемы и постановка цели исследования

Условия эксплуатации судовых ДВС характеризуются повышенными температурами воздуха на входе. Понизить ее температуру и за счет этого повысить мощность и КПД ДВС можно с помощью теплоиспользующих установок кондиционирования воздуха (ТУКВ), утилизирующих теплоту вторичных энергоресурсов (ВЭР) двигателей, в частности, уходящих газов и наддувочного воздуха.

Эффективность ТУКВ во многом зависит от работы их испарителей-воздухоохладителей (И-ВО), обеспечивающих снижение температуры наружного воздуха на входе ДВС. Чем выше плотность теплового потока q в И-ВО, тем более компактными будут И-ВО, а при неизменных их габаритах – меньше температурные напоры θ в них между охлаждаемым воздухом и кипящим хладагентом, что позволяет охладить воздух на входе ДВС до более низкой температуры и за счет этого повысить эффективность двигателей (КПД и мощность). Массовую скорость w кипящего хладагента, которая обеспечивает максимальную плотность теплового потока $q_{\max}$, принято считать оптимальной $(w)_{\text{опт}}$.

Целью выполненного исследования является обоснование выбора схемных решений воздухоохладительного узла ТУКВ с учетом зависимости по-

казателей эффективности ТУКВ от массовой скорости w хладагента в И-ВО).

2. Анализ результатов исследования и разработка схемных решений ТУКВ

Эффективность применения ТУКВ в ДВС оценивалась по приращению КПД двигателей. При этом расчеты показателей работы ТУКВ (теплового коэффициента, удельной холодо-производительности) и приращения КПД ДВС выполнялись с учетом их зависимости от массовой скорости хладагента в И-ВО.

В качестве примера выбрана ТУКВ струйного (эжекторного) типа [1]. Такой выбор обоснован тем, что эжекторные ТУКВ отличаются конструктивной простотой и надежностью в эксплуатации, благодаря чему их интеграция в дизельные установки не приведет к заметному усложнению последних. Схема эжекторной ТУКВ, использующей теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха ДВС для охлаждения наружного воздуха на входе двигателя, представлена на рис. 1. Эжекторная ТУКВ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров хладагента высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров хладагента низкого давления, всасываемых из И-ВО холодильного контура, до давления в конденсаторе.

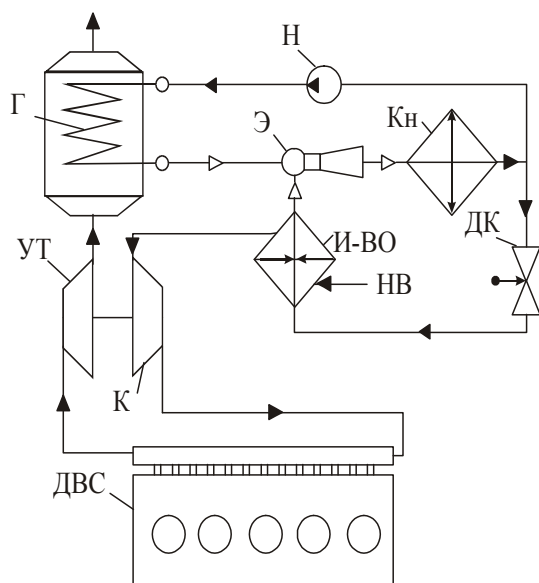


Рис. 1. Схема эжекторной ТУКВ:

Г – генератор паров хладагента; Э – эжектор;
 Кн – конденсатор; Н – насос; ДК – дроссельный
 клапан; НВ – наружный воздух;
 И-ВО – испаритель-воздухоохладитель;
 К – компрессор; УТ – утилизирующая турбина

Жидкий хладагент после конденсатора делится на два потока: первый – подается насосом в генератор, где он нагревается и испаряется при высоком давлении за счет теплоты, отводимой от наддувочного воздуха и уходящих газов ДВС; а второй – дросселируется в дроссельном клапане и направля-

ется в И-ВО, где испаряется при низком давлении и соответственно температуре, отводя теплоту от наружного воздуха на входе ДВС.

Энергетическая эффективность эжекторных ТУКВ характеризуется тепловым коэффициентом $\zeta = Q_0 / Q_r$, представляющим собой отношение холодопроизводительности Q_0 (количества теплоты, отведенной от циклового воздуха ДВС) к количеству теплоты Q_r , подведенной в генераторе к кипящему хладагенту от уходящих газов.

На рис. 2 и 3 приведены зависимости теплового коэффициента ТУКВ ζ от массовой скорости хладагента в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0$ и 10°C , генераторе $t_r = 80; 100$ и 120°C и конденсации $t_k = 35$ и 45°C . В качестве хладагента применен озонобезопасный хладон R142B.

Как видно из рис. 2 и 3, зависимости теплового коэффициента ТУКВ от массовой скорости НРТ в И-ВО $\zeta = f(\rho w)$ имеют явно выраженные экстремумы, характер и положение которых относительно ρw с изменением температуры конденсации t_k и кипения в И-ВО t_0 и генераторе t_r практически не меняются, но сами значения максимумов $\zeta_{\max}$ возрастают с увеличением t_0 и t_r и уменьшением t_k .

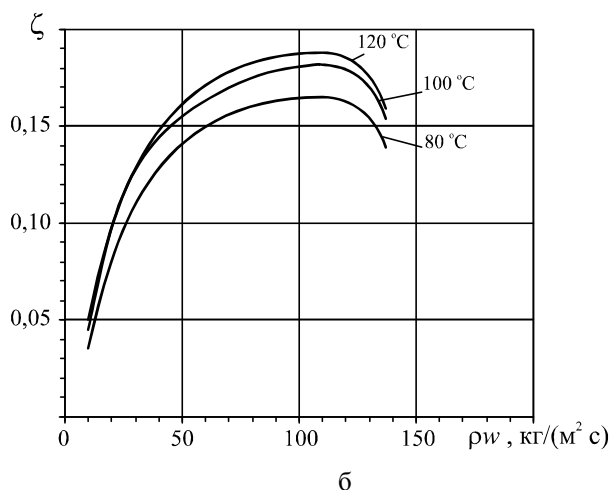
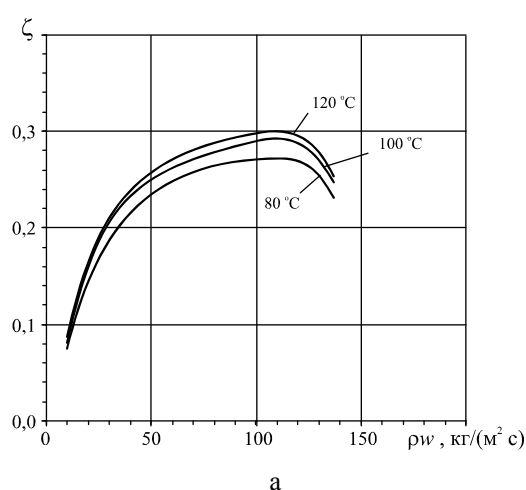


Рис. 2. Тепловые коэффициенты ζ в зависимости от массовой скорости ρw R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 0^\circ\text{C}$, генераторе $t_r = 80, 100$ и 120°C и конденсации t_k :
 а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$

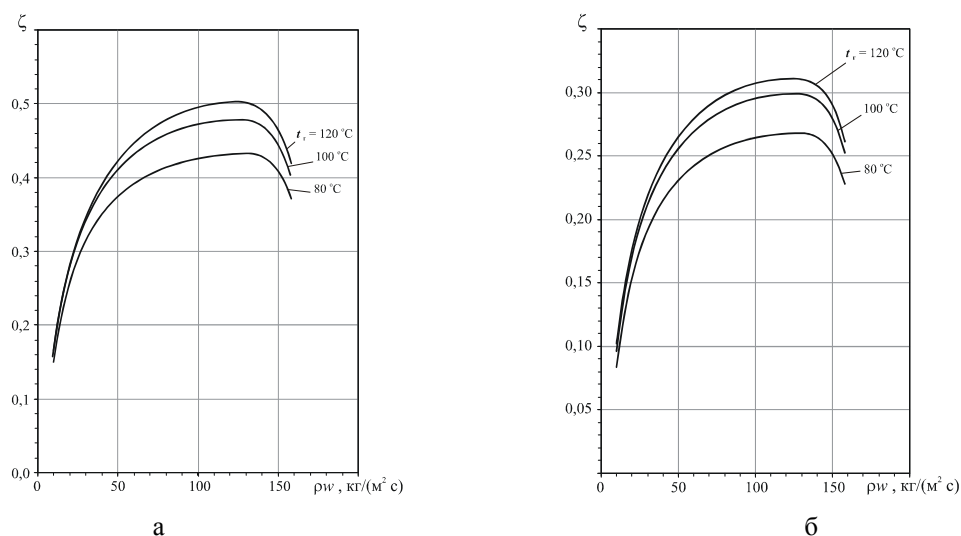


Рис. 3. Тепловые коэффициенты ζ в зависимости от массовой скорости ρw R142B в И-ВО при температурах кипения в И-ВО $t_0 = 10^\circ\text{C}$, генераторе $t_r = 80 \dots 120^\circ\text{C}$ и конденсации t_k : а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$

На рис. 4 представлены зависимости удельной холодопроизводительности q_0 (приходящейся на единичный расход воздуха, охлаждаемого в И-ВО) от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО. При этом температура уходящих газов на входе генератора принималась равной $t_{r1} = 250^\circ\text{C}$, на выходе испарительной секции генератора $t_{r,и2} = t_r + 20^\circ\text{C}$. Температура газов на выходе из экономайзерной секции генератора устанавливалась в соответствии с соотношением удельных тепловых нагрузок на ис-

парительную секцию (удельной теплоты фазового перехода хладагента) и экономайзерную секцию (удельной теплоты, необходимой для нагрева жидкого хладагента от температуры t_k до t_r), определяемым термодинамическим холодильным циклом эжекторной ТУКВ. Температура воздуха на входе в И-ВО принималась $t_{в1} = 45^\circ\text{C}$, т.е. равной температуре воздуха в машинном отделении, а минимальная температура $t_{в2}$ воздуха на выходе из И-ВО – на 10°C выше температуры кипения t_0 .

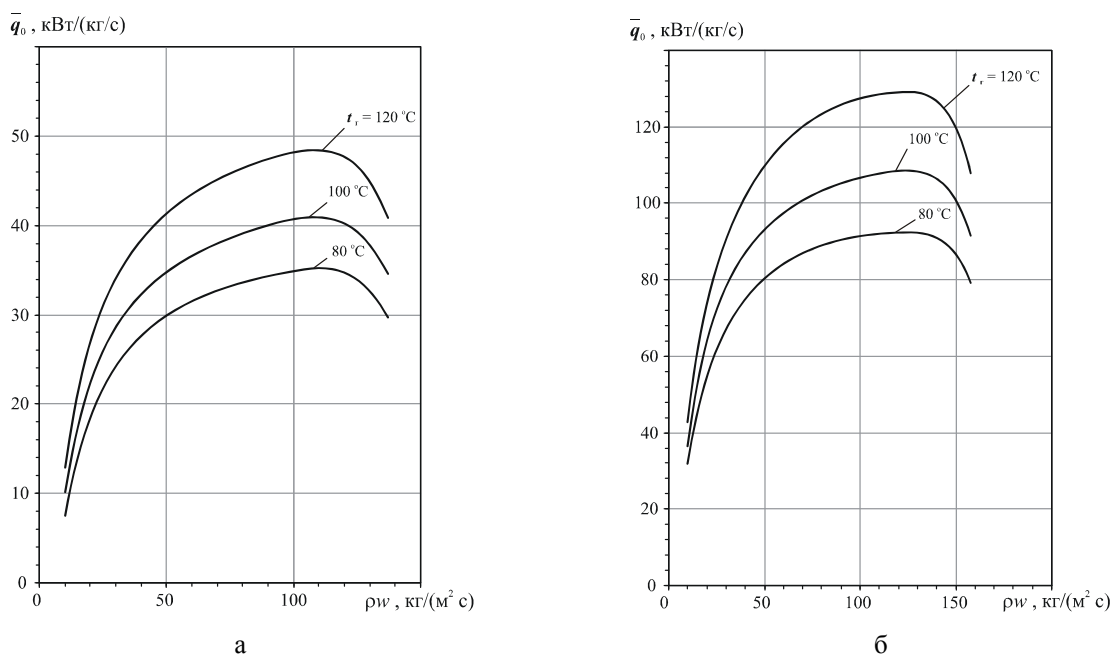


Рис. 4. Удельная холодопроизводительность q_0 в зависимости от массовой скорости ρw R142B в И-ВО: а – $t_0 = 0^\circ\text{C}$; $t_k = 45^\circ\text{C}$; б – $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $t_k = 35^\circ\text{C}$

В случае, когда холодопроизводительность ТУКВ превышала ее величину, требуемую для предварительного охлаждения наружного воздуха от $t_{в1}$ до $t_{в2}$, избыток холодопроизводительности использовался для глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха.

Как видно из рис. 4, зависимости $q_0 = f(\rho w)$ подобно $\zeta = f(\rho w)$ имеют явно выраженные экстремумы, характер и положение которых относительно ρw с изменением t_k , t_0 и t_r остаются практически посто-

янными, но сами значения максимумов $q_{0\max}$, как и $\zeta_{\max}$, меняются, и значительно. Так, при $t_0 = 10^\circ\text{C}$ и $t_k = 35^\circ\text{C}$ величины $q_{0\max}$ примерно в два раза выше, чем при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и $t_k = 45^\circ\text{C}$. Это обусловлено возрастанием ζ с увеличением t_0 и уменьшением t_k (см. рис. 2).

Уменьшение температуры воздуха Δt_v в И-ВО, соответствующее q_0 , в зависимости от массовой скорости ρw R142В в И-ВО приведено на рис. 5.

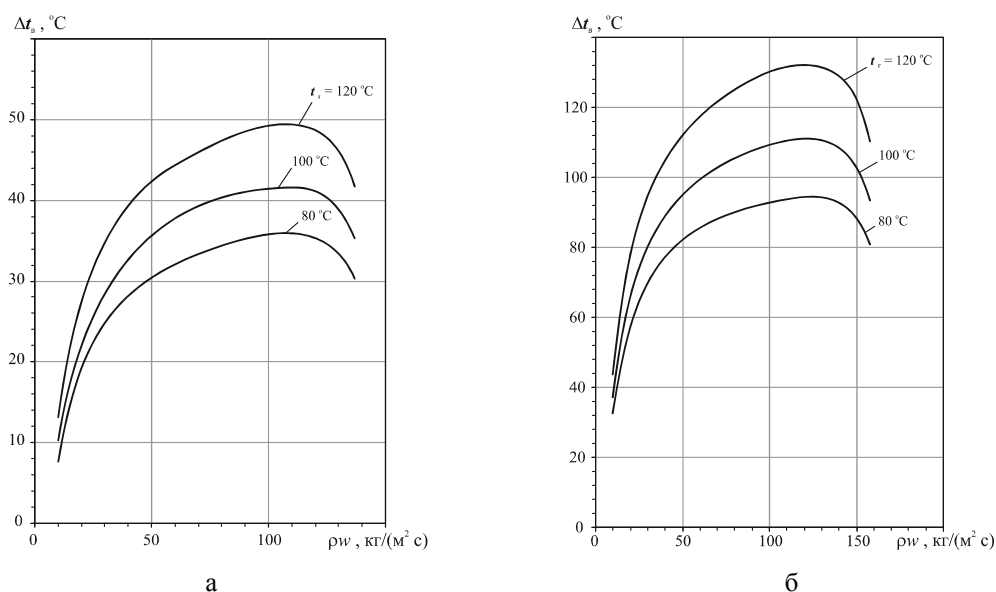


Рис. 5. Уменьшение температуры воздуха Δt_v в И-ВО ТУКВ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142В в И-ВО:
а – $t_0 = 0^\circ\text{C}$; $t_k = 45^\circ\text{C}$; б – $t_0 = 10^\circ\text{C}$; $t_k = 35^\circ\text{C}$

Как видно, при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и $t_k = 45^\circ\text{C}$ (рис. 4, а) уменьшение температуры воздуха в И-ВО составляет $\Delta t_{v,\max} = 30 \dots 50^\circ\text{C}$, чего достаточно, чтобы охладить наружный воздух на входе ДВС до минимально возможной температуры: от $t_{в1} = 45^\circ\text{C}$ (воздух в машинном отделении) до $t_{в2} = 20^\circ\text{C}$ (при разности температур между воздухом на выходе из И-ВО и кипящим хладагентом $\Delta t_{в2-a} = t_{в2} - t_0 = 10^\circ\text{C}$). При $t_0 = 10^\circ\text{C}$ и $t_k = 35^\circ\text{C}$ величина $\Delta t_{v,\max} = 90 \dots 130^\circ\text{C}$, т.е. в 4–5 раз превышает требуемую глубину охлаждения наружного воздуха на входе ДВС. Избыточную холодопроизводительность ТУКВ можно реализовать двумя путями: охлаждая наружный воздух на входе ДВС при более низкой температуре кипе-

ния t_0 ($t_0 = 0^\circ\text{C}$ и ниже) соответственно до меньшей температуры $t_{в2}$ или же путем глубокого промежуточного охлаждения наддувочного воздуха ДВС, что обеспечит дополнительное повышение эффективности ДВС.

О количестве воздуха, который можно дополнительно охладить на ту же величину $\Delta t_{нв} = 20 \dots 30^\circ\text{C}$, что и наружный воздух на входе ДВС (благодаря избыточной холодопроизводительности ТУКВ) можно судить по величинам относительного расхода воздуха $\bar{G}_B = G_{нв} / G_B$, где $G_{нв}$ – расход наружного воздуха на входе ДВС, G_B – расход воздуха, который можно охладить в ТУКВ на величину $\Delta t_{нв} = 20 \dots 30^\circ\text{C}$, приведенным на рис. 6.

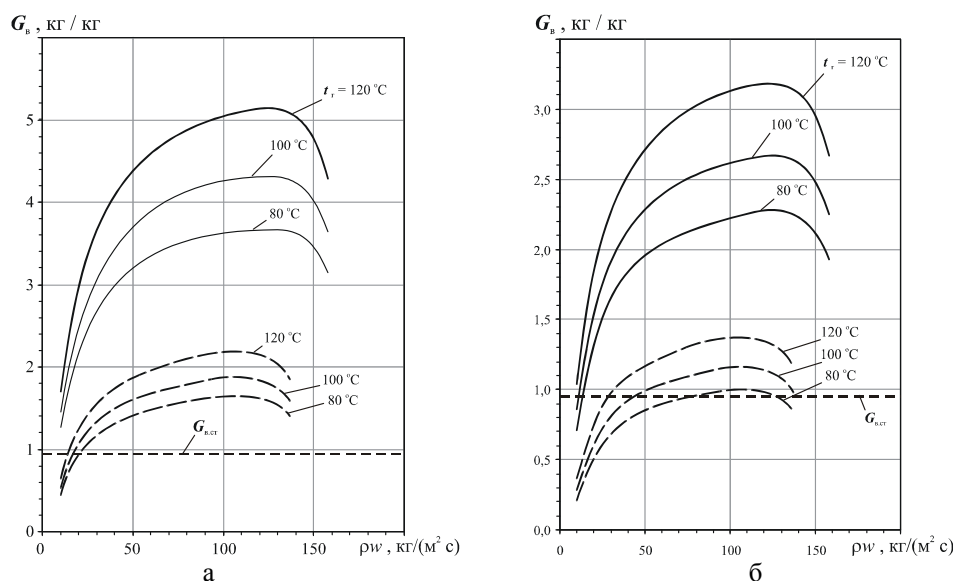


Рис. 6. Относительный расход $\bar{G}_B$ воздуха, охлаждаемого в И-ВО, в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142B в И-ВО :
а – $t_k = 35^\circ\text{C}$; б – $t_k = 45^\circ\text{C}$; — — — $t_0 = 10^\circ\text{C}$; - - - - $t_0 = 0^\circ\text{C}$

Как видно, при $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и $t_k = 35^\circ\text{C}$ в И-ВО ТУКВ на величину $\Delta t_{\text{нв}} = 20 \dots 30^\circ\text{C}$ можно охладить количество воздуха, в 1,5...2,0 раза больше, чем его расход на входе ДВС, т.е. охладить дополнительно к наружному воздуху еще и наддувочный воздух на величину, равную $(0,5 \dots 1,0)\Delta t_{\text{нв}}$. В этом случае И-ВО выполняют в виде двух ступеней: одну устанавливают перед наддувочным компрессором ДВС, а другую – после него (рис. 7). При температуре уходящих газов на входе генератора $t_{\text{Г1}} = 250^\circ\text{C}$ и выше для достижения максимальной холодопроизводительности экономайзерную секцию генератора следует выносить из газохода на линию наддувочного воздуха (рис. 7) и нагревать в ней жидкий хладагент от t_k до $t_{\text{Г}}$. При этом обеспечивается максимальная глубина утилизации теплоты уходящих газов без возникновения сернистой коррозии, поскольку температура газов после испарительной секции $t_{\text{Г.И2}}$ всегда выше температуры $t_{\text{Г}}$ кипения в ней хладагента.

Если принимать, что каждые десять градусов уменьшения температуры воздуха обеспечивают повышение КПД ДВС на 0,5 % [2], то суммарное приращение КПД за счет охлаждения наружного и наддувочного воздуха может быть довольно замет-

ным: $\Delta \eta = 1,5 \dots 2,5\%$ при $t_k = 45^\circ\text{C}$ и 3...4 % при $t_k = 35^\circ\text{C}$ (рис. 8).

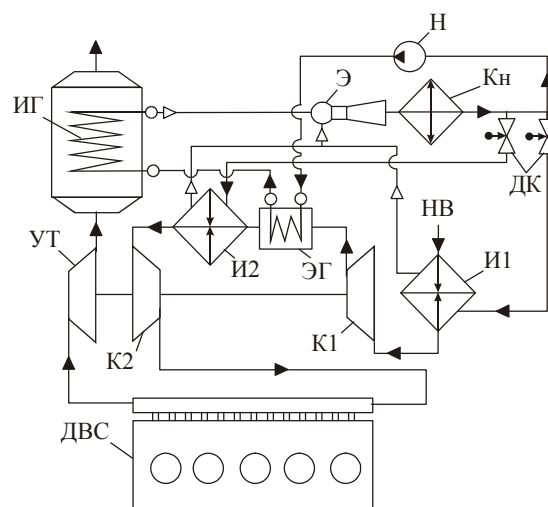


Рис. 7. Схема эжекторной ТУКВ:
ЭГ и ИГ – экономайзерная и испарительная секции генератора; Э – эжектор; КН – конденсатор;
Н – насос; ДК – дроссельный клапан;
НВ – наружный воздух; И1, И2 – испарители первой и второй ступеней; К1, К2 – компрессоры первой и второй ступеней; УТ – утилизационная турбина

Такое значительное приращение КПД ДВС возможно, во-первых, при одновременном использовании в ТУКВ теплоты уходящих газов с повышенной температурой на входе в генератор ($t_{\text{Г1}} = 250^\circ\text{C}$ и выше) и наддувочного воздуха, а во-вторых, при

высокой тепловой эффективности И-ВО и конденсатора, обеспечивающей минимальные температурные

напоры в них, а следовательно, и минимальные энергетические потери в холодильном цикле ТУКВ.

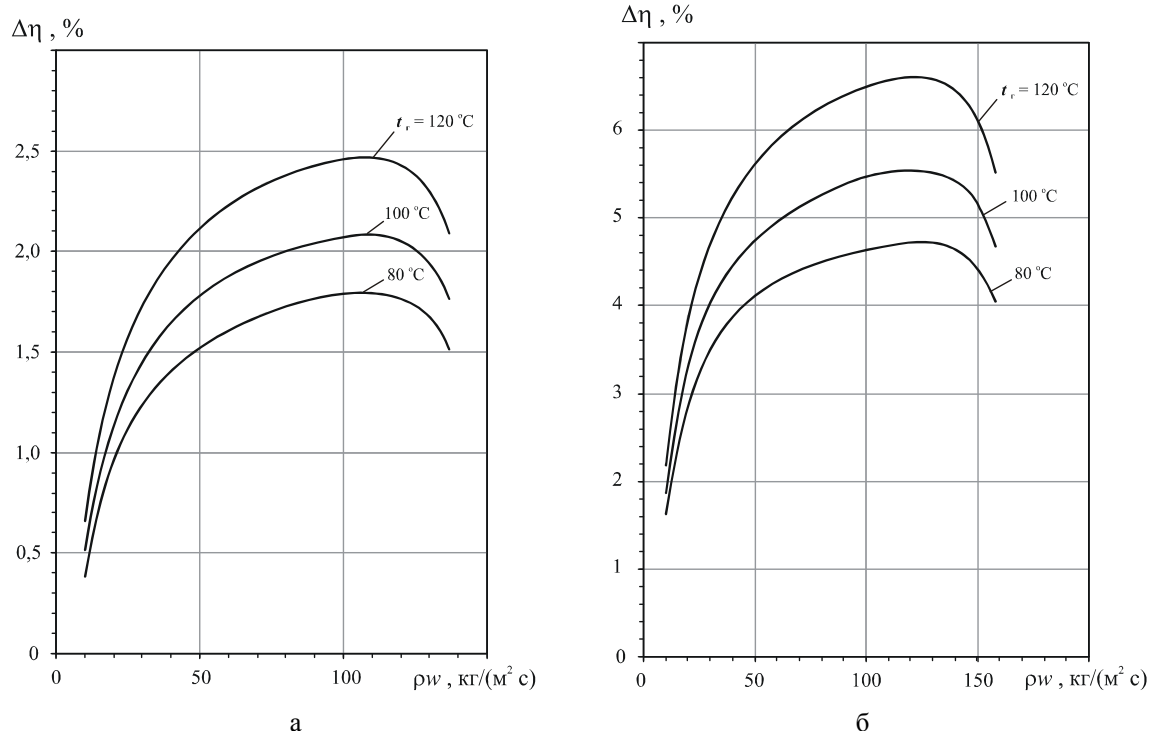


Рис. 8. Приращение КПД ДВС $\Delta\eta$ в зависимости от массовой скорости ρw хладагента R142В в И-ВО при разных температурах кипения в И-ВО t_0 ; генераторе t_r и конденсации t_k :
а – $t_0 = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_k = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$; б – $t_0 = 10\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_k = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$

Выводы

1. Применение ТУКВ, использующих теплоту уходящих газов и наддувочного воздуха ДВС для охлаждения наружного воздуха на входе и глубокого промежуточного охлаждения воздуха обеспечивает повышение КПД ДВС на 2...4%.

2. Предложено схемное решение ТУКВ с И-ВО в виде двух ступеней и расположением одной – на входе ДВС, а другой – на линии наддувочного воздуха. При этом температура уходящих газов ДВС должна быть не ниже 250 °С, а генератор ТУКВ – выполнен также из двух секций с установкой испарительной – в газоходе ДВС, а экономайзерной – на линии наддувочного воздуха.

Литература

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – С.-Пб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
2. Колпакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 23-33.

Поступила в редакцию 28.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса.

УДК 629.7.036

А.Д. КУЛАКОВ, В.В. ПОПОВ

ФГУП «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия

МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГТД НА ЛЕТАЮЩЕЙ ЛАБОРАТОРИИ И ОСНОВНОМ САМОЛЕТЕ

На протяжении 50 лет в ФГУП «ЛИИ им. М.М. Громова» проводятся летные испытания авиационных двигателей и их систем на летающих лабораториях. С появлением двигателей большой степени двухконтурности их тяговые характеристики также стали определяться на летающих лабораториях в связи с тем, что высотные стенды не могут обеспечить большой расход воздуха и в стендовых условиях не учитывается влияние внешнего обтекания мотогондолы. В работе представлен обзор различных методов определения тяги ГТД в полете при их испытаниях на летающих лабораториях и в компоновке основных самолетов.

тяга двигателя, тяга сопла, двухконтурный двигатель с отдельными соплами, расход воздуха через наружный контур, расход газа через внутренний контур, препарирование силовой установки, аэродинамическое сопротивление, сопло, газовый поток, динамометрический самолетный стенд тяги, скоростной напор газового потока, зонд на срезе сопла

Введение

Методы определения тяги ГТД на летающих лабораториях и в самолетной компоновке подразделяются на:

- газодинамические;
- аэродинамический;
- динамометрический;
- с помощью зондов на срезе сопла.

1. Газодинамические методы

Является основным методом определения тяги ГТД в высотно-скоростных условиях. Метод использовался при летных исследованиях практически всех отечественных двигателей на летающих лабораториях Ту-16ЛЛ и Ил-76ЛЛ (рис. 1 – 4).

Метод основан на измерении основных параметров работы ГТД (G_t , n , F_c) и термогазодинамических параметров потока (P , P^* , T^*) в характерных сечениях проточной части двигателя и вычисление тяги двигателя с использованием ряда поправочных коэффициентов (коэффициент тяги сопла ψ_c и коэффициент расхода воздуха через двигатель $\mu_{\text{вв}}$), полученных при земных стендовых испытаниях.



Рис. 1. Летающая лаборатория Ту-16 с двигателем Д-36



Рис. 2. Летающая лаборатория Ил-76 с двигателем Д-18Т

Коэффициент тяги сопла ψ_c представляет собой отношение тяги двигателя, измеренной на стенде ($R_{\text{дв.ст.}}$), к тяге, рассчитанной по параметрам в характерных сечениях его проточной части (за турбиной или смесителем, на срезе сопла и т.д.), т.е.

$$\psi_c = f(R_{\text{дв.ст.}}, R_{\text{дв.расч.}}).$$

Коэффициента тяги сопла ψ_c обычно строится в зависимости от располагаемой степени понижения полного давления газа в реактивном сопле $\pi_{\text{ср.}}$.



Рис. 3. Летаящая лаборатория Ил-76ЛЛ с двигателем Д-27



Рис. 4. Летаящая лаборатория Ил-76ЛЛ с двигателем НК-93

Характерной особенностью этой зависимости является тот факт, что при сверхкритических режимах истечения газа из сопла двигателя ($\pi_{\text{ср.}} \geq 1,9$) значение ψ_c становится постоянным и это позволяет использовать коэффициент ψ_c в полете путем линейной экстраполяции этой зависимости на более высокие режимы истечения из сопла, имеющих место в полете.

Коэффициент расхода воздуха через двигатель $\mu_{\text{вв}}$ определяется путем сопоставления измеренного расхода воздуха с помощью стендового мерного лемнискатного воздухозаборника ($G_{\text{в.ст.}}$) и расхода воздуха, полученного по измерениям параметров в сечение на входе в двигатель ($G_{\text{в.рас.}}$), т.е.

$$\mu_{\text{вв}} = f(G_{\text{в.ст.}}, G_{\text{в.рас.}}).$$

Коэффициент расхода воздуха через двигатель

$\mu_{\text{вх}}$ обычно строится в зависимости от приведенной плотности потока массы $q(\lambda_{\text{вх}})$ на входе в двигатель. В диапазоне изменения приведенной плотности потока $q(\lambda_{\text{вх}}) = 0,55 \dots 0,7$ величина коэффициента расхода $\mu_{\text{вх}}$ монотонно увеличивается, а при $q(\lambda_{\text{вх}}) \geq 0,7$ остается постоянной. В полете скорость потока на входе в двигатель соответствует значению приведенной плотности потока $q(\lambda_{\text{вх}}) = 0,7 \dots 0,85$. Поэтому при определении расхода воздуха в полете используется значение $\mu_{\text{вх}}$, полученное при земных стендовых испытаниях двигателя с мерным лемнискатным воздухозаборником.

В зависимости от специфики решаемых задач, типа летательного аппарата, на котором проводятся испытания двигателя, компоновки двигателя на самолете, объема препарирования двигателя и силовой установки в целом, газодинамические методы определения тяги подразделяются на две группы:

- *общий газодинамический метод*, в котором параметры течения и тяга определяется по измерению полей полных и статических давлений и температур газа на выходе из сопла и на входе в двигатель;
- *упрощенные газодинамические методы*, в которых параметры течения и тяга определяется косвенно по параметрам газодинамическим в характерных сечениях двигателя с использованием результатов предшествующих испытаний препарированного двигателя на летающей лаборатории.

1.1. Общий газодинамический метод. Используется в основном при определении основных данных двигателя (высотно-скоростных характеристик, $[R_{\text{дв.}} = f(C_R, H, V)]$) на летающей лаборатории с целью оценки и сравнению их с заявленными. Примерами могут служить летные исследования по определению тягово-расходных характеристик двигателей НК-8-2У, и Д-36 на летающих лабораториях Ту-16, а также двигателей Д18Т и ПС-90А на летающей лаборатории Ил-76, [1, 2].

В общем случае тяга ГТД представляет собой разницу двух величин:

$$R_{\partial\mathcal{B}} = R_{\mathcal{C}} - J_{6x_2} \quad (1)$$

где R_c – тяга сопла; $J_{вх}$ – входной импульс:

$$J_{6x} = \frac{G_{\theta_{\Sigma}}}{g} \cdot V_{H_1} \quad (2)$$

где $G_{6\Sigma}$ – суммарный расход воздуха через двигатель; V_H – скорость полета.

В случае определения тяги ГТД с раздельными контурами (ГРДД) тяга сопла представляет собой сумму тяг наружного (R_{c2}) и внутренних контуров (R_{c1}), т.е.

$$R_{\text{c}\Sigma} = R_{\text{c}2} + R_{\text{c}1}. \quad (3)$$

Поэтому задача нахождения тяги ГТД сводится к определению тяги сопл наружного и внутреннего контуров, а также суммарного расхода воздуха через двигатель, рис. 5.

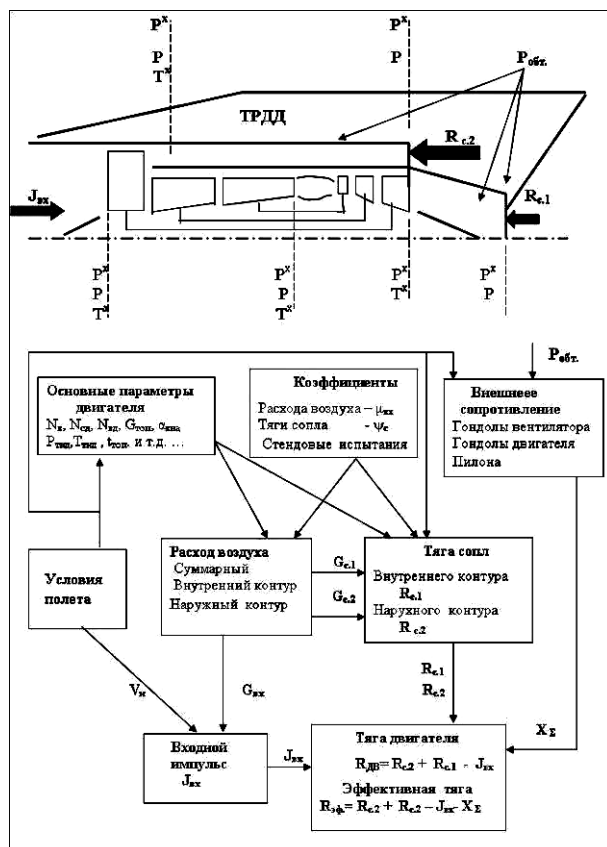


Рис. 5. Типовая схема препарирования ТРДД
и основные этапы определения тяги двигателя

Суммарный расход воздуха через двигатель может определяться по параметрам на входе и как сумма расходов воздуха через наружный G_{62} и внутренний G_{62} контуры, которые в свою очередь могут

быть определены соответственно по параметрам в наружном контуре за вентилятором и за КВД или по параметрам на срезе сопла внутреннего контура.

Оценка различных способов определения расходов воздуха показывает, что наиболее оптимальным способом, с точки зрения обеспечения минимальной алгоритмической и инструментальной погрешности является определение $G_{e\Sigma}$ по параметрам на входе в двигатель с использованием коэффициента расхода μ_{ex} , полученного при стендовых испытаниях, т.е.

$$G_{\theta\Sigma} = f(\mu_{\theta x}, P_{\theta x}^*, P_{\theta x, p}, T_{\theta x}^*, F_{\theta x}), \quad (4)$$

где $F_{\text{вх}}$ – площадь поперечного сечения в месте измерения полей полных и статических давлений на входе в двигатель; $T_{\text{вх}}^*$ – полная температура воздуха на входе; $q(\lambda_{\text{вх}})$ – газодинамическая функция приведенной плотности потока массы, которая определяется по средним значениям полного $P_{\text{вх}}^*$ и статического $P_{\text{вх},D}$ давлений на входе в двигатель для $K=1,4$.

С целью получения осредненных значений газодинамических параметров, их измерение производится групповыми приемниками.

Тяга сопла ГТД является функцией следующих параметров

$$R_c = f(\psi_c, G_r, V_c P_c, F_c), \quad (5)$$

где G_r – расход газа через сопло,

$$G_{\Gamma} = G_{\delta\Sigma} - \delta G_{om\delta} + G G_{\delta\Sigma T} - \delta G_{yme\gamma}; \quad (6)$$

$\delta G_{отб}$ – расход отбираемого воздуха от двигателя;
 $\delta G_{утеч}$ – утечки воздуха через элементы конструкций; G_T – расход топлива; P_n – давление окружающей среды; F_c – площадь среза сопла; P_c – статическое давление на срезе сопла; V_c – скорость потока газа на срезе сопла, находится из выражения

$$V_c = f(\lambda_c, T_{c2}^*, R_\Gamma, k_\Gamma), \quad (7)$$

где T_c^* – полная температура газа на срезе сопла, определяется по измеренным полным температурам потоков за вентилятором и турбиной вентилятора;

$$k_{\Gamma} - \text{изоэнтропический показатель, } k_{\Gamma} = f(T_c^*);$$

λ_c – приведенная скорость потока газа на срезе сопла, определяется по полному и статическому давлениям на срезе сопла.

При определении тяги ТРДД с отдельными контурами, суммарная тяга сопел находится из выражения (3), а значения тяги сопла наружного контура (R_{c2}) и тяги сопла внутреннего контура (R_{c1}) вычисляются с использованием зависимостей:

$$R_{c2} = f(G_{c2}, V_{c2}, F_{c2}, P_{c2}, P_n); \quad (8)$$

$$R_{c1} = f(G_{c1}, V_{c1}, F_{c1}, P_{c1}, P_n), \quad (9)$$

где G_{c2} – расход воздуха через наружный контур,

$$G_{c2} = G_{c\Sigma} - G_{c1};$$

G_{c1} – расход воздуха через внутренний контур, обычно определяется по параметрам за компрессором высокого давления с учетом отборов воздуха от двигателя и использовании пропускной способностью первого соплового аппарата турбины;

V_{c2} и V_{c1} – скорости потоков на срезах сопел наружного и внутреннего контуров.

С целью получения осредненных значений газодинамических параметров (P^* , P , T^*), их измерение производится групповыми приемниками, которые устанавливаются в газозоудном тракте двигателя.

В практике летных испытаний ГТД в самолетной компоновке необходимо определять эффективную тягу силовой установки в целом ($R_{эф}$), которая представляет собой разницу между тягой двигателя и сопротивлением (X_Σ) от сил давления (X_p) и трения ($X_{тр}$), связанных с обтеканием внешним потоком и потоком из наружного контура элементов силовой установки (обечайка вентилятора, капот газогенератора, часть пилона):

$$R_{эф} = R_{c2} + R_{c1} - X_\Sigma - J_{ax}; \quad (10)$$

$$X_\Sigma = X_p + X_{тр}. \quad (11)$$

Сопротивление сил давления определяется по измеряемому статическому давлению на внешних поверхностях элементов силовой установки

Сопротивление сил трения на этих поверхностях вычисляется по формуле аэродинамики с помощью коэффициента поверхностного трения, отнесенного к площади обтекаемой поверхности.

Коэффициент поверхностного трения вычисля-

ется с поправкой на сжимаемость, при этом число Рейнольдса вычисляется по параметрам обтекающего потока с учетом геометрических характеристик обтекаемых элементов силовой установки.

Общий газодинамический метод является основным методом определения тяги ГТД в практике летных исследований ГТД на летающих лабораториях и в самолетной компоновке.

При определении тяги ТРДД с отдельными соплами этот метод является единственным, так как обтекание мотогондолы в полете существенно влияет на расходные характеристики сопел внутреннего и наружного контуров, поэтому использованию в полете коэффициента тяги сопла ψ_c , полученного при земных стендовых испытаниях не возможно.

1.2. Упрощенные газодинамические методы.

Используются в основном для определения тяги ГТД в самолетной компоновке при определении летно-технических характеристик самолета. Эти методы не требуют организации измерений параметров на входе и выходе двигателя.

Они основываются на измерении штатных параметров двигателя и при необходимости дополнительных измерений в сечениях за турбиной низкого давления, смесителем, на входе в сопло, использовании дроссельных характеристик, высотно-скоростных характеристик, математической модели двигателя и другая априорная информация о характеристиках основных узлов двигателя, полученных при летных испытаниях данного типа претарированного двигателя на летающей лаборатории.

2. Аэродинамический метод

Метод основан на измерении продольной перегрузки и массы самолета при разгонах и торможениях на заданной высоте с постоянным числом M полета.

Из уравнения движения самолета в горизонтальном полете на режимах разгона и торможения следует, что тяга двигателя на повышенном режиме его работы равна тяге двигателя на пониженном режи-

ме плюс разница величин произведения массы самолета и разница величин лобового сопротивления самолета. На данных режимах полета должны соблюдаться идентичные условия как по параметрам полета, конфигурации самолета, так и по приведенному расходу воздуха через двигатель, что позволяет избавиться от необходимости определения лобового сопротивления самолета.

Этот метод не является самостоятельным, т.к. для определения тяги на режимах торможения обычно используется газодинамический метод, который м.б. применен на нефорсированном режиме работы двигателя. Данный метод является эффективным при определении тяги на однодвигательном самолете.

3. Динамометрический метод

3.1. Определение тяги с помощью измерения усилий в узлах подвески двигателя. Заключается в измерении силы, передаваемой на планер самолета в узлах крепления двигателя. Эта сила представляет собой разность между импульсами во входном и выходном сечениях двигателя с учетом сил давления, действующих на наружную поверхность двигателя, то есть определяется эффективная тяга силовой установки. Сложным вопросом, во многом определяющим хорошие результаты измерений, является градуировка тензоподвески в компоновке двигателя на летающей лаборатории. Непосредственное измерение тяги ГТД в полете дает ряд преимуществ, поскольку на результаты измерения не влияют условия течения на входе в двигатель и в реактивном сопле. Этот метод применим только для определения относительного изменения тяги, а не её абсолютного значения.

Все вышеперечисленные методы требуют специального препарирования двигателя, которое не может быть реализовано на штатной силовой установке, находящейся в эксплуатации. Поэтому для определения тяги ГТД в самолетной компоновке в усло-

виях эксплуатации предлагается использовать косвенные методы.

3.2. Измерение тяги силовой установки на динамометрическом стенде. Динамометрический стенд тяги (ДСТ) предназначен для определения тяги газотурбинных двигателей в компоновке высокоманевренного самолета в земных условиях.

Использование ДСТ позволяет производить:

- оценку влияния входных и выходных устройств силовой установки на самолете на тяговые характеристики двигателя и определение потерь тяги двигателя, связанных с установкой двигателя на самолет;
- оценку соответствия фактической тяги силовой установки самолета в земных условиях расчетному значению;
- оценку эффективной тяги силовой установки самолета в стартовых условиях;
- оценку составляющих тяги при испытаниях силовых установок самолета с вектором тяги;
- оценку мероприятий по изменению отдельных узлов двигателя проводимых, в процессе создания его создания и доводки.

Технические характеристики

Конструкция стенда позволяет проводить испытания на самолетах весом до 70 тонн, с шириной колеи до 10,8 м и базой шасси до 14,5 м (рис. 6 – 9).

Стенд состоит из трех динамометрических платформ, которые устанавливаются на силовых рельсах. Каждая динамометрическая платформа представляет собой свободно висящую на четырех стальных лентах площадку, удерживаемую от поперечных перемещений и вращения вокруг вертикальной оси четырьмя горизонтальными лентами.

Самолет своими шасси устанавливается на динамометрические платформы. Усилие, возникающее при работе двигателей, передается на упор динамометрической платформы и регистрируется измерительной аппаратурой.

На стенде можно измерять тягу двигательной установки не более 20 000 кгс. с точностью $\pm 1,0 \%$.

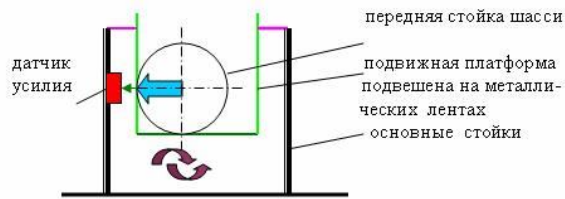


Рис. 6. Принципиальная схема измерения усилия на ДСТ



Рис. 7. Общий вид динамометрического стенда тяги ЛИИ



Рис. 8. Самолет Су-27 на динамометрическом стенде тяги

4. Метод определения тяги с помощью зондов на срезе сопла

Основан на использовании штатных параметров, которые м.б. измерены в условиях эксплуатации ГТД и измерении усилия на аэродинамическом профиле (зонд), помещенном на срезе сопла, которое, по режиму работы двигателя изменяется адекватно его основным термогазодинамическим параметрам.

ФГУП «ЛИИ им. М.М.Громова» совместно с ЗАО «НМЦ НОРМА» разработали и изготовили экспериментальный образец системы измерения тяги (СИТ) для двигателя ПС-90А и провели её метрологические исследования на тягоизмерительном стенде ОАО «Авиадвигатель», [3].

Данный метод заключается:

- в измерении усилия P (воздействия газового потока на зонд), а также в использовании известных значений параметров (площади реактивного сопла F_c , площади, омываемой газовым потоком части зонда F_z и коэффициента аэродинамического сопротивления зонда Cx_z)

- в определении кинетического давления газового потока на срезе реактивного сопла

$$\rho_c \cdot V_c^2 = 0,5 \cdot \frac{P}{F_z Cx_z}; \quad (12)$$

- в определении динамической составляющей тяги сопла $R_c = \rho_c V_c^2 F_c$, которая в наземных условиях ($H = 0$) при расчетном режиме работы сопла ($P_c = P_n$) определяет тягу двигателя $R_d = R_c$.

Принцип работы СИТ основан на измерении импульса сопла с помощью аэродинамических характеристик зонда, установленного на срезе сопла ГТД.

Запишем выражение тяги в земных условиях:

$$\begin{aligned} R_{\partial \partial} &= R_c = \frac{G_r}{g} V_c + F_c (p_c - p_n) = \\ &= \frac{\gamma_c V_c F_c}{g} V_c + F_c (p_c - p_n) = \rho_c V_c^2 F_c + F_c (p_c - p_n) \end{aligned}$$

отсюда

$$\frac{R_{\partial \partial}}{F_c} - (p_c - p_n) = \rho_c V_c^2. \quad (13)$$

Известно, что на любое тело (зонд в виде струны), помещенное в газовый поток, действует аэродинамическая сила X , которую можно вычислить с использованием формулы аэродинамики для продольной силы, т.е.

$$X = c_x q_c S = c_x \frac{\rho_c V_c^2}{2} S, \quad (14)$$

где c_x – коэффициент аэродинамического сопротивления зонда; q_c – скоростной напор; ρ_c – плотность газа на срезе сопла; S – площадь продольной части зонда, на которую действует поток, $S = d_c d_{cmp}$; d_c – диаметр среза сопла; d_{cmp} – диаметр струны или ширина поперечного сечения жесткого зонда.

Установим связь между тягой двигателя $R_{дв}$ и аэродинамической силой X (далее будем обозначать

как $P_{зон.}$) путем подстановки значения $\rho_c V_c^2$:

$$R_{ов} = \frac{2F_c P_{зон}}{c_x S} + F_c (p_c - p_n). \quad (15)$$

Т.о., зная коэффициент аэродинамического сопротивления зонда (струны) c_x и измеряя $P_{зон}$, действующее на зонд, можно определить тягу двигателя $R_{ов}$ в самолетной компоновке в земных условиях.

В случае полного расширения газа на срезе сопла ($P_c = P_n$) тяга двигателя находится из выражения:

$$R_{ов} = \frac{2F_c P_{зон}}{c_x S}. \quad (16)$$

Выражение справедливо для определения тяги двигателя при реальном расширении газа на срезе сопла двигателя (при $p_c \neq p_n$).

Применение этого метода дает возможность оперативно контролировать тягу ГТД в процессе эксплуатации, что является весьма актуальной задачей при переходе на эксплуатацию ГТД по техническому состоянию, т.к. после завершения работ, связанных с продлением ресурса ГТД в условиях аэродрома тяга ГТД не определяется и не нормируется.

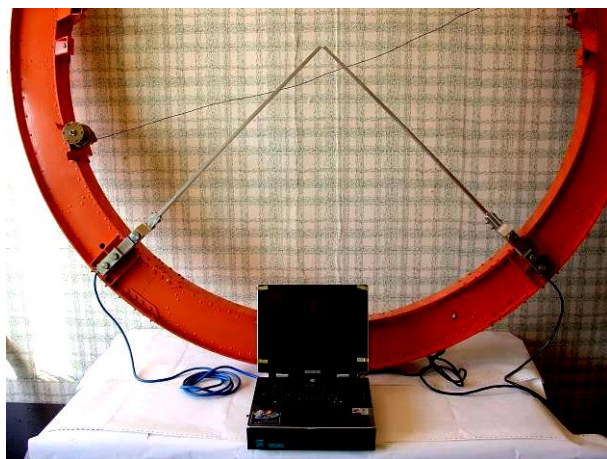


Рис. 9. Общий вид системы измерения тяги СИТ

Технические характеристики

- количество каналов измерения усилий жесткими зондами с силоизмерительными датчиками типа 1190 – 2 шт.;
- количество каналов измерения усилий гибкими зондами с силоизмерительными датчиками типа Р250Н – 2 шт.;

– диапазон измерения усилия датчиком 1190 – 60 кгс;

– диапазон измерения усилия датчиком Р250Н – 0÷30 кгс;

– приведенная погрешность каналов измерения – 0,2%.

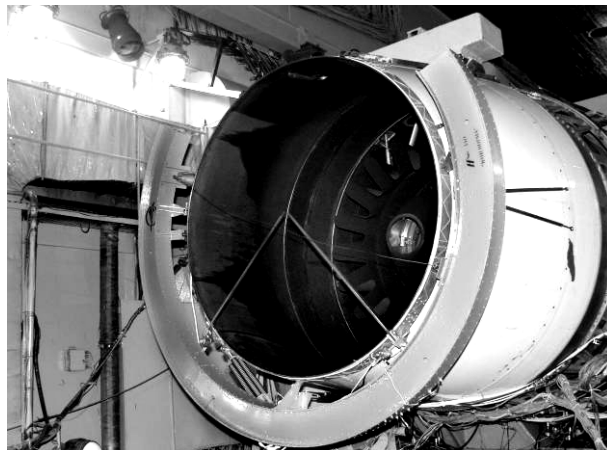


Рис. 10. Установка экспериментального образца системы СИТ на сопловой насадок двигателя ПС-90А

Литература

1. Кулаков А.Д., Леут А.П. Особенности определения тяговых характеристик ТРДД с большой степенью двухконтурности и раздельными соплами в полетных условиях // Тр. ЛИИ. – 1984. – № 465. – С. 1-14.
2. Кулаков А.Д. О внешнем сопротивлении ступенчатой гондолы ТРДД большой степени двухконтурности // Научн.-техн. сб. ЛИИ. – 1982. – № 153. – С. 3-10.
3. Метрологические исследования систем измерения тяги с помощью жестких и гибких зондов на срезе сопла ГТД / А.Д. Кулаков, В.Г. Подколзин, И.М. Полунин, В.В. Попов // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журн. – 2006. – № 3(13). – С. 130-134.

Поступила в редакцию 29.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, с.н.с. В.И. Мельник, ФГУП «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия.

УДК 621.438-762

И.Ф. КРАВЧЕНКО, Ю.А. ЗЕЛЁНЫЙ, Р.П. ПРИДОРОЖНЫЙ, О.А. ПЕТРОВА*Государственное предприятие «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ УТЕЧЕК ВОЗДУХА В СТЫКАХ СЕКТОРОВ
НА ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ЛОПАТОК
СОПЛОВОГО АППАРАТА ТУРБИНЫ**

Рассмотрены результаты расчетного анализа влияния паразитных утечек через зазор в стыке секторов лопаток соплового аппарата турбины на их теплонапряженное состояние и ресурс.

лопатки соплового аппарата, каналы охлаждения, зазор в стыке секторов, паразитные утечки, расход воздуха, температурное состояние, эффективность охлаждения, уровень напряжений и температур, ресурс

Введение

Создание газотурбинных двигателей (ГТД), отвечающих современным требованиям по экономичности и ресурсу работы, особенно его горячей части, требует не только более совершенных методов проектирования и расчетов, но и анализа влияния всех паразитных утечек охлаждающего воздуха, на температурное состояние деталей и узлов и на их работоспособность в течение ресурса.

Одним из сложных и теплонапряженных узлов современного ГТД, являются лопатки соплового аппарата турбины, непосредственно воспринимающие температуру газа её радиальную и окружную температурную неравномерность. Поэтому становится актуальным вопрос не только количественной оценки величины паразитных утечек и их влияния на основные параметры, но и разработка конструктивных мероприятий по их снижению.

Целью настоящей работы является расчетная оценка влияния величины паразитных утечек через зазор в стыке между секторами лопаток по наружной полке на теплонапряженное состояние профиля лопатки соплового аппарата, на примере лопаток СА турбины низкого давления (ТНД) авиационного ТРДД.

1. Концепция исследований

Для охлаждения лопаток соплового аппарата ТНД используется воздух, отбираемый из промежуточной ступени компрессора специальными трубопроводами и подающийся в полость над наружной полкой соплового аппарата и наружным корпусом турбины. Из этой полости воздух поступает в систему охлаждения профиля лопаток и некоторая, незначительная его часть, в газовый тракт в виде утечек по стыкам секторов на наружной полке.

Схема охлаждения лопаток соплового аппарата ТНД представлена на рис. 1.

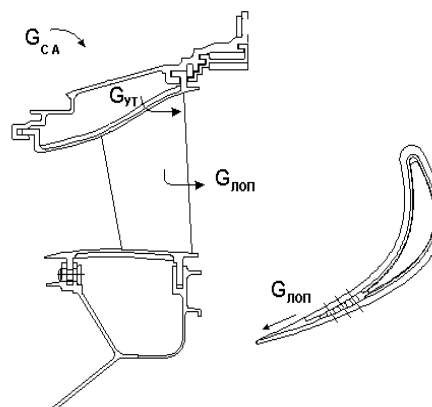


Рис. 1. Схема охлаждения лопатки СА ТНД

По системе охлаждения сопловая лопатка ТНД-дефлекторного типа, с выдувом воздуха из входной кромки дефлектора на внутреннюю поверхность

входной кромки лопатки, течением вдоль профиля пера по корыту и спинке и выпуском воздуха в газовый тракт через щели на корыте у выходной кромки.

Изготовлен сопловой аппарат ТНД в виде отдельных секторов, которые имеют сопрягаемые стыки с уплотнительными пластинами, вставляемыми в специально выполненные пазы. В зависимости от качества изготовления уплотнения, величины монтажного зазора в стыке и качества сборки секторов соплового аппарата может изменяться и величина утечек через стык [1]. Эти утечки носят паразитный характер и отрицательно влияют на температурное состояние профиля пера и КПД узла.

2. Содержание и результаты исследований

Для оценки влияния вышеуказанного фактора на температурное состояние профиля пера лопатки, были выполнены гидравлические и тепловые (2D) расчеты температурного состояния:

- профиля пера исходной лопатки;
- профиля пера исходной лопатки, но с увеличенными утечками по стыкам секторов на наружной полке.

Гидравлический расчет выполнялся по методике и программе разработанной в Харьковском Государственном политехническом университете (ХПИ). В основе методики лежит представление системы охлаждения в виде графа. А математическая модель описывается соотношениями, вытекающими из 1 и 2-го законов Киргофа и замыкающим соотношением, характеризующим взаимосвязь между напором, гидравлическим сопротивлением и расходом в ветвях графа.

Результаты гидравлических расчетов сведены в табл. 1.

Из результатов, приведенных в таблице 1, видно влияние утечек по стыкам полок, на расход воздуха через систему охлаждения пера лопаток. Увеличение утечек по зазорам в стыке между полками при-

водит к снижению расхода охлаждающего воздуха на перо лопатки и влияет на температурное состояние профиля пера.

Таблица 1

Результаты гидравлических расчетов

Варианты	Исх. сред. разм	Исх. увел. утечки
$\Delta G_{отб}, \%$	2,043	2,17
$\Delta G_{ут}, \%$	0,393	0,665
$\Delta G_{перо}, \%$	1,3	1,16
Зазор в стыке, мм	0,22	0,40

Для оценки температурного состояния лопатки были выполнены двумерные (2D) тепловые расчеты методом конечных элементов (МКЭ) при допущении постоянства граничных условий со стороны газа. Тепловые расчеты выполнялись для исходного варианта и варианта с увеличенными утечками по стыкам секторов при условии, что утечки увеличены по всем стыкам комплекта.

Температурное состояние профиля пера исходной лопатки и его изменение в отдельных точках при повышенных паразитных утечках по стыкам полок, представлено на рис. 2.

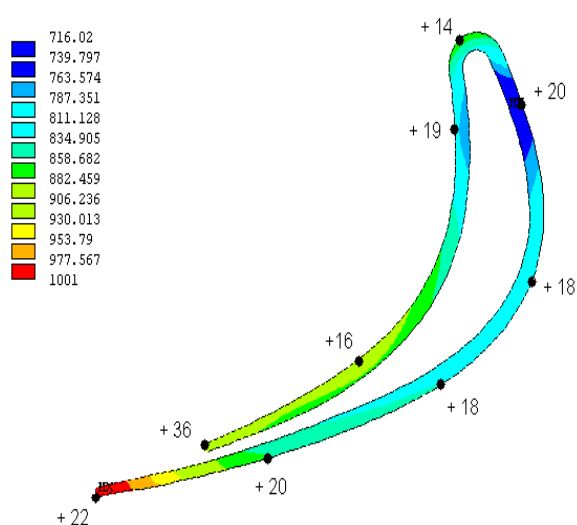


Рис. 2. Тепловое состояние пера исходной лопатки и влияние на него паразитных утечек по стыкам секторов

Результаты расчетов температурного состояния исходной лопатки и его изменение при увеличенных утечках по стыкам секторов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчетов температурного состояния

Температура профиля, °C	Исх. перо	Исх. перо и увелич. утечки
Вх. кромка	876°	↑14°
Вых. кром.	1001°	↑22°
Корыто	863...895°	↑16...19°
Спинка	819...843°	↑18...20°

При этом средняя расчётная температура сечения профиля пера лопатки из-за уменьшения расхода охлаждающего воздуха за счет повышенных утечек по стыку увеличилась $\approx$ на 19 °C.

Анализируя результаты тепловых расчетов, приведенных на рис. 2 и в табл. 2, можно сделать следующие выводы:

- увеличение утечек по стыкам полок секторов лопаток СА с 0,39% до 0,67% приводит к снижению расхода охлаждающего воздуха на перо лопатки с 1,3% до 1,16%;

- изменение гидравлики системы охлаждения приводит к изменению температурного состояния профиля пера лопатки (увеличение температуры на 14...36 °C), причем изменение температурного состояния различных участков профиля пера происходит по-разному.

Связано это не только с изменением (уменьшением) суммарного расхода воздуха, но и с изменением расхода воздуха по различным участкам профиля пера лопатки, изменением его скорости, коэффициентов теплоотдачи и эффективности плёночного охлаждения на выходной кромке со стороны корыта.

Как было отмечено выше, снижение эффективности охлаждения лопатки приводит к повышению и перераспределению температур по сечению профиля. При этом температура выходной кромки уве-

личивается на 22 °C, а температура на корыте на 16 °C (табл. 2). В результате этого происходит увеличение градиента температур между корытом и выходной кромкой и как следствие рост напряжений (σ_y) на выходной кромке лопатки, величина которых возрастает на 15% (табл. 3). С повышением температуры ускоряются и процессы ползучести материала лопатки, происходит релаксация напряжений [3] и разница в уровне напряжений (σ_y) на выходной кромке в исходной лопатке и лопатке с увеличенными утечками сокращается до 6% (табл. 3). С другой стороны увеличение температуры выходной кромки с $T = 1001$ °C до $T = 1023$ °C снижает предел длительной статической прочности на базе $t = 100$ ч в 1,22 раза, на базе $t = 500$ ч в 1,24 раза, на базе $t = 1000$ ч в 1,26 раза (рис. 3).

Таблица 3

Рост напряжений на выходной кромке лопатки

Лопатка	T , °C	σ_y , МПа	σ_z , МПа
исходная	1001	-14,6	-6,45
с увелич. утечками	1023	-16,8	-6,81

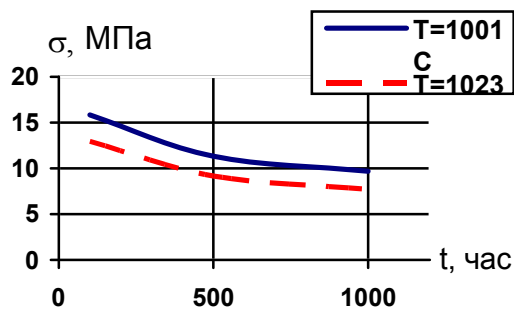


Рис. 3. Кривые длительной статической прочности материала лопаток

Следовательно, уменьшение ресурса лопатки главным образом связано не с изменением ее напряженности в результате перераспределения температур, а с повышением уровня рабочих температур [4].

Таким образом, увеличение утечек охлаждающего воздуха по стыкам полок секторов лопаток СА,

приводит к существенному уменьшению ресурса лопаток по длительной статической прочности.

Следует отметить, что с ростом рабочих температур в процессе эксплуатации ускоряются процессы высокотемпературной газовой коррозии, что может привести к существенному снижению их надежности и ресурса [5].

Еще раз следует оговориться, что расчеты выполнялись при неизменных граничных условиях со стороны газа (худшие условия с максимальной окружающей неравномерностью температурного поля) и при условии, что утечки возросли по всем стыкам секторов (худший случай).

Выполненные расчетные оценки говорят о том, что для эффективной работы лопаток в течение ресурса необходимо экономно расходовать и рационально распределять охлаждающий воздух в системе подвода и по участкам профиля, используя все возможности дефлекторной лопатки, современные методы расчета и результаты термометрирования при реальных испытаниях двигателя. Необходимо разрабатывать, проверять на специальных установках и внедрять в конструкцию мероприятия, снижающие паразитные утечки и повышающие эффективность работы уплотнительных элементов [1].

Заключение

Выполненные в настоящей работе расчеты позволили получить качественную и количественную оценку влияния паразитных утечек воздуха через зазор в стыке между секторами лопаток соплового аппарата на их теплонпряженное состояние.

Анализ полученных результатов показал, что наличие паразитных утечек существенным образом сказывается не только на температурном состоянии

профиля пера сопловой лопатки, но и на ее надежности и ресурсе.

Поэтому в процессе проектирования и доводки узлов двигателя, необходимо экономно и рационально распределять расходы воздуха в системе охлаждения и принимать все меры по снижению паразитных утечек. Это сложная комплексная проблема, успешное разрешение которой во многом зависит от разработки и внедрения конструктивных мероприятий, снижающих паразитные утечки на двигателе.

Литература

1. Зеленый Ю.А., Фокин Ю.А., Петрова О.А. Экспериментальная оценка эффективности статорных уплотнений // Вестник двигателестроения: Научн. техн. журн. – 2005. – № 2. – С. 125-128.
1. Метод и программа расчета систем охлаждения газовых турбин. – Х.: ХГПУ, 1983. – 120 с.
2. Сизова Р.Н., Дикман Г.И., Селифонова Л.П. Влияние ползучести на напряженное состояние охлаждаемых лопаток // Тепловые напряжения в элементах конструкций. – К.: Наук. думка, 1970. – С. 173-183.
3. Прочность материалов при высоких температурах / Г.С. Писаренко, В.Н. Руденко, Г.Н. Третьяченко, В.Т. Трошенко. – К.: Наук. думка, 1966. – 796 с.
4. Трошенко В.Т., Грязнов Б.А., Налимов Ю.С. Влияние технологических и эксплуатационных факторов на сопротивление усталости и живучесть рабочих лопаток ГТД // Вібрації в техніці та технологіях. – 2001. – № 5 (21). – С. 2-6.

Поступила в редакцию 7.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Д.Ф. Симбирский, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 534.282 + 620.178.5 : 62-226.2

В.М. МЕРКУЛОВ, С.С. ТРИПОЛЬСКИЙ, Ю.В. ЯКУШЕВ*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ БАНДАЖНОЙ СВЯЗИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН
С БЕЗЗИГОВЫМИ ПОЛКАМИ**

Приведены результаты экспериментального исследования вибрационной напряженности двух вариантов рабочих лопаток турбины с бандажными полками, имеющими плоские боковые стороны по которым происходит контакт при образовании замкнутой кольцевой связи. Указываются основные закономерности влияния параметров бандажной связи на уровень переменных напряжений в лопатках.

рабочая лопатка, бандажная полка, контактная поверхность, угол закрутки пера, угол наклона контактных поверхностей, переменные напряжения

Введение

При проектировании и доводке рабочих лопаток турбин с бандажными полками проблема выбора типа бандажной связи и ее параметров не теряет своей остроты в связи с постоянным ростом параметров современных двигателей (степени повышения давления и температуры газа) и их ресурса.

Особое значение выбор параметров имеет для кольцевой бандажной связи образованной рабочими лопатками турбин с бандажными полками, имеющими плоские боковые торцы, по которым происходит контакт (беззиговые бандажные полки).

Рабочие лопатки турбин с такой бандажной связью только начали находить применение в турбомашинах. Они позволяют повысить надежность и ресурс турбин, более технологичны в изготовлении, а это особенно важно, так как количество рабочих лопаток турбин на одном двигателе может достигать 500 шт и более.

Целью данной работы является исследование влияния основных параметров кольцевой бандажной связи рабочих лопаток с плоскими боковыми торцами на вибрационную напряженность лопаток рабочего колеса турбины.

Предмет исследования

Объектом исследования является рабочее колесо ТСД с рабочими лопатками, отличающимися от серийных конструкцией бандажных полок (рис. 1).

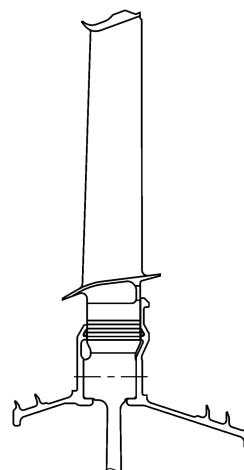


Рис. 1. Вид рабочего колеса ТСД с кольцевой бандажной связью лопаток в разрезе

Взаимодействие лопаток между собой осуществляется по контактным поверхностям К бандажных полок, образующих кольцевую бандажную связь (рис. 2).

Серийные лопатки имели Z-образные бандажные полки (рис. 3).

Известно, что для лопаток с Z-образными бандажными полками существует зависимость вибрационной напряженности лопаток от величины силы

контактного давления. При этом установлено, что с увеличением силы уменьшается износ поверхностей контакта [2]. Влияние рассматриваемой силы на эти параметры для лопаток с беззигвыми полками мало изучено. Можно предположить, что для лопаток с беззигвыми бандажными полками существуют аналогичные зависимости.

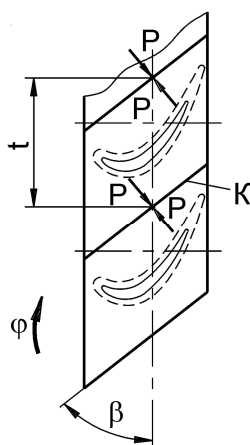


Рис. 2. Схема взаимодействия беззигвых бандажных полок экспериментальных лопаток

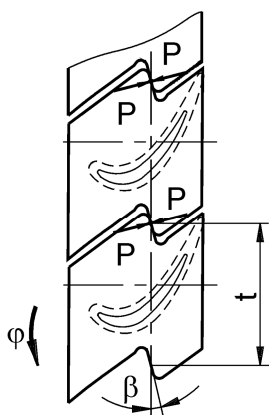


Рис. 3. Схема взаимодействия Z-образных бандажных полок серийных лопаток

Известна следующая формула определения силы контактного давления для лопаток с беззигвыми бандажными полками на установившемся режиме [2]:

$$P = \frac{M}{t \cos \beta} = \frac{G\phi}{t \cos \beta},$$

где M – крутящий момент пера лопатки действующий на полку; t – расстояние между бандажными полками; β – угол между плоскостью вращения и

поверхностью контактной полки; ϕ – угол закрутки пера; G – жесткость лопатки на кручение пера.

Как видно, сила P может возрасти при увеличении угла β или крутящего момента. Заметим, что увеличение возможно до определенных пределов во избежание заклинивания и поломок полок на нестационарных режимах. Что касается крутящего момента пера лопатки, то он повышается путем увеличения угла закрутки ϕ или повышением жесткости G лопатки на кручение.

Для оценки вибронапряженности лопаток с измененной конструкцией бандажной связи было проведено их тензометрирование на двухкаскадном газогенераторе. Тензометрирование было выполнено для двух вариантов монтажного угла закрутки бандажной полки ϕ_M . Первый вариант предусматривал выполнение угла, близкому по своему значению к углу на серийной лопатке, что обеспечивало сохранение статических напряжений в пере. Второй вариант предусматривал уменьшение угла ϕ_M относительно первого варианта на $25'$ (эквивалентно уменьшению натяга по поверхностям контакта Δ_M). Это отличие улучшало напряженное состояние пера лопатки.

Расчетные значения основных параметров бандажных связей приведены в табл. 1. Значения сил контактного давления P_1 и P_2 указаны для взлетных режимов двигателя с температурой газов за турбиной $t_{mco} = 905^\circ\text{C}$ и $t_{mco} = 870^\circ\text{C}$ соответственно, а угол наклона контактной поверхности β_0 после монтажа лопаток в колесе.

Таблица 1

Основные параметры бандажных связей

Вариант лопатки	t , мм	β_0	ϕ_M	Δ_M , мм	P_1 , Н	P_2 , Н
1	26,9	52°	$1^\circ 45'$	0,53	1102	1073
2	26,9	52°	$1^\circ 20'$	0,38	883	862
Серийная лопатка	26,9	13°	$1^\circ 50'$	0,84	665	665

Для оценки полученных данных при тензометрировании использовались результаты ранее выполненных исследований лопаток ТСД серийного профиля, которые проводилось на стационарных и переменных режимах. При плавном повышении режима от малого газа до взлетного, прогрев по 2...3 минуты выполнялся на режимах полетного малого газа и 0,7 номинального, а на взлетном режиме в течение 1 минуты. Параметры газогенератора на взлетном режиме достигали значений: обороты ротора $n = 5850$ об/мин, температура газов за турбиной $t_{mco} = 870$ °С.

Каждое испытание новых лопаток проводилось в два этапа. Первый этап включал проведение тензометрирования с увеличенным временем прогрева на промежуточных режимах работы газогенератора (при плавном повышении режима от земного малого газа до взлетного), более высокими оборотами и температурой газов на взлетном режиме. Прогрев на режимах ПМГ: 0,4 номинального, 0,7 номинального, номинальном и взлетном выполнялся по 3 минуты. Обороты ротора достигали значений $n = 6125$ об/мин, а температура газа за турбиной $t_{mco} = 905$ °С.

Второй этап тензометрирования проходил по программе ранее исследованных лопаток серийного профиля, соответствующей большим приближением к реальному циклу работы двигателя. Предельные значения параметров температуры газов и частоты вращения на взлетном режиме достигали: $n = 5850$ об/м, $t_{mco} = 870$ °С.

Места расположения датчиков были выбраны с учетом опыта доводки серийной лопатки. Схема постановки тензометров показана на рис. 4.

Тензометрирование лопаток с $\phi_M = 1^\circ 45'$ на первом этапе показало, что в результате резонансных колебаний с кратностью $K = 26$ на частотах вращения $n = 3650...3750$ об/мин в рабочих лопатках возникают повышенные вибрационные напряжения, достигающие $\sigma_{v \max} = 62...67$ МПа.

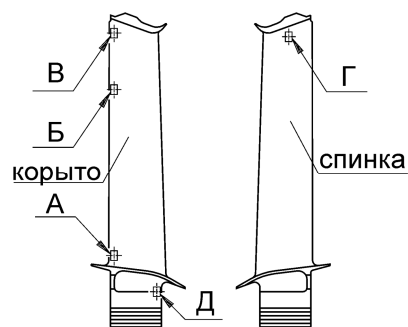


Рис. 4. Схема расположения тензодатчиков на рабочих лопатках

При тензометрировании колеса ТСД согласно второму этапу наблюдается снижение максимальных переменных напряжений в лопатках при резонансе с кратностью $K = 26$ по сравнению с напряжениями, измеренными при тензометрировании на первом этапе. Однако, они выше, чем в лопатках серийного профиля.

Исследование вибрационной напряженности лопаток с $\phi_M = 1^\circ 20'$ показало снижение резонансных напряжений. Их максимальная величина стала не превышать напряжений серийных лопаток и практически не изменяется при изменении теплового состояния рабочего колеса.

Можно предположить, что причиной повышения напряжений в лопатках является увеличенный натяг между бандажными полками, и особенно на первом этапе, где он возрастал за счет изменения теплового состояния колеса.

Основные результаты тензометрирования рабочих лопаток приведены в табл. 2.

Следует отметить, что совместно с тензометрированием лопаток выполнялось тензометрирование диска. Существенного изменения его напряженного состояния по сравнению с серийным двигателем не выявлено.

Анализ полученных экспериментальных данных для рабочего колеса турбины с лопатками, имеющими беззиговые полки, показывает:

1. В рабочих лопатках с параметрами бандажной связи, обеспечивающими повышенную нормальную

Таблица 2

Результаты исследования вибрационного состояния рабочих лопаток ТСД

Особенности конструкции	Тип бандажной связи	Этап программы при тензометрировании	Резонансные обороты, $n_{рез}$, об/мин	Режим работы с σ_{max}	$\sigma_{v max}$, МПа				
					Датчик А	Датчик Б	Датчик В	Датчик Г	Датчик Д
$\varphi_M = 1^\circ 45'$	рис. 2	1	3710...3796	сброс газа	38	40	–	59	54
		2	3650...3750	сброс газа	41	40	62	54	62
$\varphi_M = 1^\circ 20'$	рис. 2	1	3553...4005	сброс газа	27	–	32	30	40
		2	3516...4160	сброс газа	31	34	36	31	38
Серийная лопатка $\varphi_M = 2^\circ 20'$	рис. 3	–	4500...5000	приемистость	33	43	29	17	38

силу, действующую на контактные поверхности ($\varphi_M = 1^\circ 45'$) выявлен недопустимый рост переменных напряжений.

1. Уменьшение величины нормальной силы за счет снижения монтажного натяга привело к улучшению напряженного состояния лопаток. Величины максимальных переменных напряжений достигли приемлемых значений.

2. В варианте испытания с повышенным монтажным натягом между бандажными полками ($\varphi_M = 1^\circ 45'$) наблюдается незначительный рост переменных напряжений при повышении температуры газов на взлетном режиме.

Заключение

В результате проведенных исследований рабочего колеса с кольцевой бандажной связью образованной беззиговыми полками установлен характер влияния на резонансные колебания лопаток величины нормальной силы действующей на контактные поверхности. Это позволило оптимизировать конструкцию бандажной полки модифицированной

рабочей лопатки ТСД для обеспечения приемлемого уровня переменных напряжений и уменьшения выработки контактных поверхностей в течение заданного ресурса.

Литература

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Кривошей В.Я. О влиянии конструктивных факторов на долговечность бандажных полок рабочих лопаток турбин // Проблемы прочности. – 1987. – № 8. – С. 67-70.
3. Меркулов В.М., Ильющенко Ф.Д. Разработка бандажированных рабочих лопаток турбин с учетом требований надежности и технологичности // Авиационно-космическая техника и технология. – Х.: НАУ «ХАИ». – 2006. – № 9 (35). – С. 86-89.

Поступила в редакцию 2.06.2007

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

УДК 629.7.036 : 539.4

А.В. ПЕТРОВ¹, А.В. ШЕРЕМЕТЬЕВ¹, Д.Ф. СИМБИРСКИЙ²¹*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина*²*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТНОЙ НАДЕЖНОСТИ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРОВ АВИАЦИОННЫХ ГТД С УЧЕТОМ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В СОЕДИНЕНИЯХ

Предложен метод повышения точности оценок показателей прочностной надежности рабочих лопаток вентиляторов авиационных ГТД путем учета контактного взаимодействия в соединениях в трехмерных конечноэлементных моделях их НДС. Исследовано влияние условий контактного взаимодействия в соединениях, а также возможных технологических отклонений в последних на показатели прочностной надежности лопаток. Усовершенствован метод установления ресурсов рабочих лопаток вентиляторов на основе опыта проектирования, испытаний и эксплуатации двигателей-прототипов.

рабочая лопатка вентилятора, контактное взаимодействие, ресурсное проектирование, напряженно-деформированное состояние, технологические отклонения, ресурс, динамические характеристики, двигатели-прототипы.

Введение

Рост ресурсов современных авиадвигателей приводит к значительному увеличению продолжительности, а, следовательно, и стоимости стендовых испытаний, в частности, и ускоренных эквивалентно-циклических. Поэтому актуальным является совершенствование расчетных и расчетно-экспериментальных методов установления ресурса деталей авиационных ГТД, который является одним из показателей прочностной надежности [1]. В соответствии с отраслевой методологией [2], некоторые терминологические особенности которой уточнены в [3], к основным показателям прочностной надежности деталей следует относить их безотказность и долговечность (ресурс).

Рабочие лопатки вентиляторов относятся к числу основных деталей двигателя, которые определяют его прочностную надежность. Их конструктивной особенностью является близость и взаимное влияние критических зон (зон максимальных напряжений) и мест взаимодействия лопаток с диском и соседними лопатками в рабочем колесе. Кроме того, в силу невысоких рабочих температур их ресурс, в

основном, определяется циклической долговечностью.

Были уточнены существующие модели определения напряженно-деформированного состояния (НДС) и динамических характеристик рабочих лопаток вентиляторов за счет учета контактного взаимодействия в соединениях, что позволяет:

- увеличить точность расчетного определения НДС и циклической долговечности рабочих лопаток вентиляторов;
- оценить влияние возможных технологических отклонений в соединениях на НДС и циклическую долговечность;
- увеличить точность расчетного определения динамических напряжений в лопатках;
- усовершенствовать метод установления ресурсов на основе опыта проектирования, испытаний и эксплуатации двигателей-прототипов (ретроспективный метод).

В целом, результаты работы способствуют повышению прочностной надежности рабочих лопаток вентилятора авиационных ГТД в системе ресурсного проектирования двигателя [2].

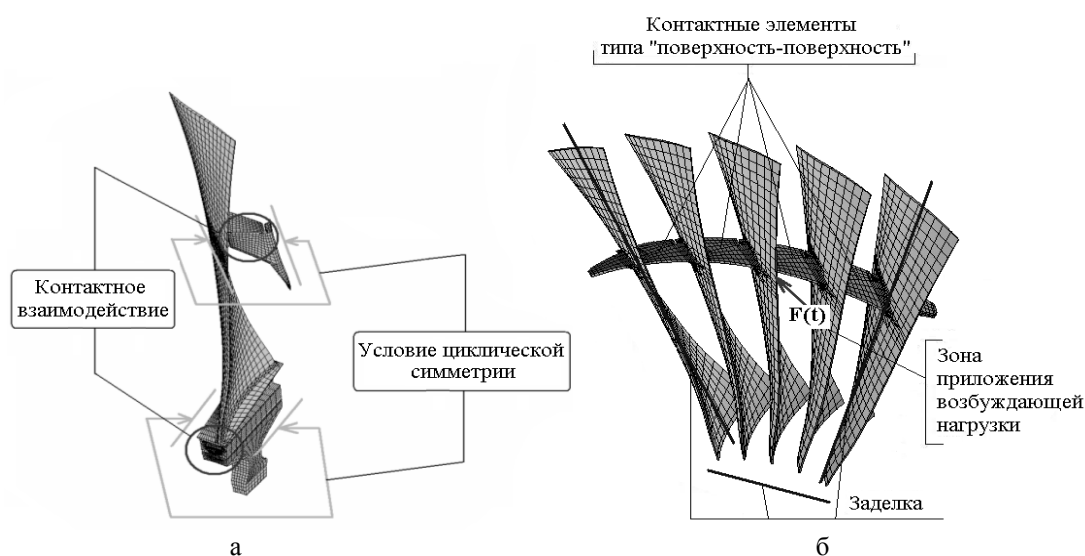


Рис. 1. Конечноэлементные модели и расчетные схемы рабочих лопаток вентиляторов:
а – для определения НДС; б – для определения динамических характеристик

1. Напряженно-деформированное состояние рабочих лопаток вентиляторов с учетом контактного взаимодействия в соединениях

В результате проведенного анализа известных методов расчетного определения НДС рабочих лопаток вентиляторов и компрессоров авиационных ГТД был сделан вывод, что в решении этой проблемы наиболее перспективным направлением является применение моделей высокого уровня на основе МКЭ в трехмерной постановке с учетом контактного взаимодействия в соединениях и геометрической нелинейности. В связи с этим был проведен выбор расчетной схемы и соответствующей конечноэлементной модели лопаток (рис. 1). Контактное взаимодействие моделировалось специальными конечными элементами типа "поверхность-поверхность". Задача решалась методом Ньютона-Рафсона в конечноэлементной постановке, нормальная и тангенциальная контактная жесткости определялись по методу множителей Лагранжа, использовалась модель трения Кулона-Амонтона. Реализация данной модели потребовала проведения ее адаптации к конкретным задачам, а именно: выбора типа конечного элемента и степени густоты сетки, граничных условий и способа приложения нагрузок.

Был проведен значительный объем вариантных расчетов НДС рабочих лопаток вентиляторов с последующей проверкой в натурных условиях. Установлено, что наилучшую сходимость с данными эксперимента (относительная погрешность не превышает 3%) имеют результаты, полученные по расчетной схеме, учитывающей одновременно геометрическую и контактную нелинейности [5].

Также установлено, что неучет контактного взаимодействия или применение упрощенных подходов к его моделированию приводит к погрешности определения напряжений в критических зонах лопаток по сравнению с данными эксперимента до 25%. При определении циклического ресурса, например, по формуле Мэнсона это приводит к примерно пятикратной погрешности.

В целом, необходимо констатировать, что решение контактной задачи лопатки с диском в трехмерной постановке с учетом циклической симметрии наиболее полно отражает реальную картину НДС в лопатке и диске (рис. 1, а).

2. Влияние технологических отклонений на НДС и циклический ресурс лопаток

Технологические отклонения формы при изготовлении хвостовиков лопаток и пазов диска (даже в

пределах допуска) могут иметь неблагоприятные сочетания при сборке этих деталей и оказывать влияние на НДС в замковых соединениях и ресурс лопаток в целом. Решение задач данного типа потребовало всестороннего анализа возможных технологических отклонений и разработки расчётных методик, позволяющих учитывать указанные особенности контактного взаимодействия в соединениях.

На основании выбранной расчетной методики был проведен анализ влияния возможных технологических отклонений в замковых соединениях (в пределах допуска) на НДС рабочих лопаток вентилятора. По результатам анализа технологических процессов изготовления замковых соединений лопаток были определены четыре основных типа возможных технологических отклонений формы в замковых соединениях лопаток вентиляторов [4 – 6]:

- 1) невыдерживание размеров поперечных сечений по длине хвостовика;
- 2) непараллельность рабочих поверхностей хвостовика;
- 3) несовпадение углов наклона рабочих поверхностей хвостовика и диска;
- 4) отклонение от плоскостности рабочих поверхностей хвостовика.

На основании этих типов технологических отклонений были выбраны 11 расчетных случаев, моделирующих самые неблагоприятные сочетания технологических отклонений и оказывающих наибольшее сильное влияние на напряженность в критических зонах лопаток. Результаты расчетов для каждого расчетного случая представлялись в виде распределений эквивалентных и контактных напряжений вдоль донышек впадин гребенки хвостовика.

Установлено, что возможные технологические формы деталей, входящих в замковые соединения лопаток вентиляторов (в пределах допуска) приводят к увеличению эквивалентных напряжений до 30%, а контактных – до 120% [4]. При этом снижение циклического ресурса лопаток достигает 33% по

отношению к случаю контактного взаимодействия деталей номинальной формы [6].

3. Определение динамических характеристик рабочих лопаток вентиляторов с учетом контактного взаимодействия

Известно, что различные условия взаимодействия в межлопаточных связях существенным образом влияют на частоты и формы колебаний, а также распределения динамических напряжений при колебаниях бандажированных рабочих колес турбомашин [7].

Для решения этой задачи была предложена модель вынужденных колебаний бандажированных лопаток вентиляторов, позволяющая учитывать контактное взаимодействие в бандажных соединениях и получать уточненные распределения динамических напряжений (рис. 1, б) [5].

Основное уравнение движения решалось методом прямого интегрирования Ньюмарка. Нелинейные явления, связанные с контактом учитывались при помощи метода Ньютона – Рафсона. Нормальная и тангенциальная контактные жесткости определялись по методу множителей Лагранжа. Полученную сходимость расчетных данных по предложенной модели с экспериментом можно характеризовать погрешностью в 1 – 2% – по первой изгибной форме и в 2 – 6% – по другим формам [5].

4. Установление циклических ресурсов рабочих лопаток вентиляторов

В соответствии с ретроспективным методом, циклический ресурс N_n детали нового двигателя на основании установленного ресурса N_{np} детали двигателя-прототипа вычисляется следующим образом [1]:

$$N_n = N_{np} \cdot \eta_m \cdot \eta_{ктэ} \cdot \eta_g, \quad (1)$$

где η_m , $\eta_{ктэ}$, η_g – комплексы, учитывающие влияния материала, конструктивных, технологиче-

ских и эксплуатационных факторов и вибрационных напряжений нового двигателя и двигателя-прототипа соответственно.

В данной работе производится уточнение ретроспективного метода, заключающееся в определении НДС и комплексов влияния на основе учета контактного взаимодействия в соединениях и применения моделей высокого уровня, а именно:

- при определении НДС в критических зонах;
- при определении комплекса влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов;

– при определении циклической долговечности по кривым МЦУ или формуле Мэнсона на основании величин напряжений в критических зонах лопаток, полученных с учетом контактного взаимодействия.

На основании проведенного компьютерного моделирования и анализа влияния возможных технологических отклонений на напряжения в критической зоне и циклический ресурс рабочих лопаток вентиляторов, комплекс влияния конструктивно-технологических факторов предложено вычислять по следующей формуле [6]:



Рис. 2. Учет контактного взаимодействия при ресурсном проектировании рабочей лопатки вентилятора

$$\eta_{ктэ} = \left[1 - \frac{(\Delta N_{tex}^H)_{cp}}{(\Delta N_{tex}^{np})_{cp}} \right] \cdot \xi_{\vartheta} = 0,67 \cdot \xi_{\vartheta}, \quad (2)$$

где $(\Delta N_{tex}^H)_{cp}$, $(\Delta N_{tex}^{np})_{cp}$ – средние изменения циклической долговечности детали, при возможных технологических отклонениях нового двигателя и двигателя-прототипа соответственно; ξ_{ϑ} – коэффициент учета отличия повреждаемости в полетном цикле.

Выводы

1. Предложено решение задачи определения НДС рабочих лопаток вентиляторов авиационных ГТД, отличающееся учетом контактного взаимодействия в соединениях и применением трехмерных конечно-элементных моделей, моделирующих работу лопаток наиболее близко к реальной.

2. Получены количественные оценки влияния возможных допускаемых технологических отклонений формы сопрягаемых деталей замковых соединений лопаток вентиляторов на напряженность и циклический ресурс.

3. Разработана модель вынужденных колебаний бандажированных лопаток вентиляторов ТРДД, которая, в отличие от известных, учитывает контактное взаимодействие в бандажных связях и позволяет определять относительные величины динамических напряжений.

4. Усовершенствован ретроспективный метод установления циклических ресурсов рабочих лопаток вентилятора путем более точного определения комплекса влияния конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на ресурс создаваемого двигателя.

В целом, полученные результаты позволили существенно повысить точность оценок показателей прочностной надежности рабочих лопаток вентилятора, что отражено в приведенной на рис. 2 схеме и нашло практическое внедрение применительно к ТРДД большой степени двухконтурности [5].

Литература

1. Муравченко Ф.М., Шереметьев А.В. О методе определения циклических ресурсов авиадвигателей // Оценка и обоснование продления ресурса элементов конструкций: Тр. Межд. конф. – К.: НАНУ; Ин-т пробл. прочности, 2000. – Т. 2. – С. 831-836.
2. Ресурсное проектирование авиационных ГТД. – М.: ЦИАМ, 1990. – 208 с.
3. Симбирский Д.Ф., Олейник А.В. Прочностная надежность и ресурсное проектирование элементов конструкции авиационных ГТД (терминологический аспект) // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журнал. – 2006. – № 10 (36). – С. 48-51.
4. Муравченко Ф.М., Шереметьев А.В., Петров А.В. Анализ напряженно-деформированного состояния деталей авиационных ГТД с учетом возможных технологических отклонений // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журнал. – 2005. – № 1. – С. 23-28.
5. Петров А.В. Ресурсное проектирование рабочих лопаток вентиляторов авиационных ГТД с учетом контактного взаимодействия в соединениях: Автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.07.05 – Х., 2006. – 20 с. (ХАИ).
6. Шереметьев А.В., Петров А.В. Учет влияния свойств материала, конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов при установлении ресурсов деталей авиационных ГТД // Вестник двигателестроения: Научн.-техн. журнал. – 2006. – № 1. – С. 91-94.
7. Воробьев Ю.С., Канило С.П., Янецки С. Колебания лопаток турбомашин с межлопаточными связями // Динамика роторных систем: Сб. тр. 2-й Междунар. конф. – Каменец-Подольский, 1998. – С. 133-136.

Поступила в редакцию 21.05.2007

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

УДК 621.577

Т. БЕС¹, В.В. ГОРИН², Н.И. РАДЧЕНКО³, А.А. СИРОТА⁴¹*Щецинский технический университет, Польша*²*Национальный технический университет Украины «КПИ», Украина*³*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*⁴*Николаевский государственный гуманитарный университет им. Петра Могилы, Украина*

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КОНДЕНСАТОРОВ ТЕПЛОИСПОЛЬЗУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН СУДОВЫХ ДВС

Приведены основные положения методики расчета оптимальных массовых скоростей конденсирующегося хладагента в конденсаторах теплоиспользующих холодильных машин, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока и эффективную утилизацию теплоты вторичных энергетических ресурсов ДВС.

утилизация, вторичные энергетические ресурсы, низкокипящее рабочее тело, теплоиспользующая холодильная машина, конденсатор, плотность теплового потока, оптимальная массовая скорость хладагента

Анализ проблемы и постановка задачи исследования

Утилизация теплоты вторичных энергоресурсов (ВЭР) судовых ДВС (теплоты, отводимой с продуктами сгорания, охлаждающей водой и от наддувочного воздуха) является одним из основных и перспективных направлений повышения эффективности двигателей. Поскольку показатели ДВС существенно зависят от температуры наружного воздуха на их входе, ухудшаясь с ее повышением [1], то целесообразно использовать теплоту ВЭР для производства холода, который в свою очередь – для охлаждения воздуха на входе двигателей. Трансформация теплоты ВЭР в холод осуществляется с помощью теплоиспользующих холодильных машин (ТХМ).

Наиболее распространенными типами ТХМ являются абсорбционные холодильные машины (АХМ) и эжекторные (ЭХМ). Абсорбционным машинам свойственны повышенные габариты (соответственно и аэродинамическое сопротивление), и целесообразность их включения в газовый и воздушный тракты ДВС весьма проблематична. Эжекторные машины отличаются конструктивной про-

стойкой и надежностью в эксплуатации, поскольку функцию наиболее сложного их элемента – компрессора – выполняет струйный аппарат – эжектор [2]. При использовании в качестве рабочего тела ЭХМ воды в испарителях необходимо поддерживать вакуум. При этом их тепловая эффективность существенно снижается. Кроме того, практически невозможно утилизировать теплоту ВЭР низкого потенциала (выпускных газов ДВС после утилизационных пароводяных котлов или турбогенераторов). Применение низкокипящих рабочих тел (НРТ) позволят утилизировать теплоту ВЭР низкого температурного уровня. Включение таких ТХМ в состав ДВС не приводит к заметному усложнению установки.

Схема эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, представлена на рис. 1. Эжекторная ТХМ состоит из паросилового и холодильного контуров. Паросиловой контур служит для получения паров НРТ высокого давления, энергия которых используется в эжекторе для поджатия паров НРТ низкого давления, всасываемых из испарителя (воз-

денсирующегося НРТ и охлаждающей воды), который, в свою очередь, – от интенсивности теплообмена: с увеличением интенсивности теплообмена температурный напор в конденсаторе сокращается, что приводит к повышению температуры t_k , соответственно теплового коэффициента ζ (рис. 2) и эффективности применения ТХМ в ДВС. Подтверждением этого служат представленные на рис. 3

зависимости приращения КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет охлаждения воздуха на входе ДВС в эжекторной ТХМ, использующей теплоту уходящих газов при установке генератора НРТ на выходе ДВС (температура уходящих газов на входе генератора НРТ $t_{r1} = 250^\circ\text{C}$) и после пароводяного утилизатора ($t_{r1} = 180^\circ\text{C}$). В качестве НРТ применен озонобезопасный хладон R142В.

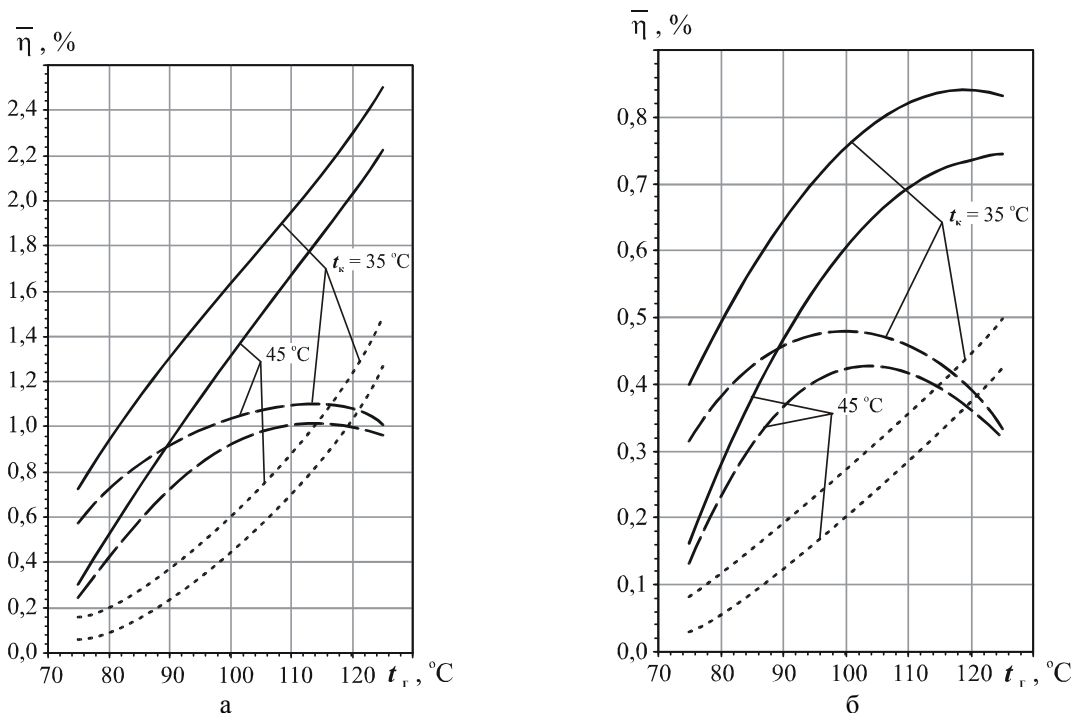


Рис. 3. Абсолютное приращение КПД ДВС $\bar{\eta}$ за счет уменьшения температуры воздуха на входе в зависимости от температуры кипения НРТ в генераторе t_r при температурах кипения в испарителе (воздухоохладителе) $t_0 = 0^\circ\text{C}$ и конденсации $t_k = 35$ и 45°C :
а – $t_{r1} = 250^\circ\text{C}$; б – $t_{r1} = 180^\circ\text{C}$;

— за счет отвода теплоты генератором в целом $\bar{\eta}$;

--- испарительной секцией $\bar{\eta}''$;

.... – экономайзерной секцией $\bar{\eta}'$

При расчетах температура газов после генератора НРТ принималась $t_{r2} = t_r + 20^\circ\text{C}$, т.е. близкой к минимальной, которая может быть достигнута, исходя из интенсивности теплопередачи между газом и кипящим НРТ. Эффект от применения ТХМ показан дифференцированно – в виде приращения КПД за счет отвода теплоты генератором НРТ в целом, а также его испарительной и экономайзерной секциями. Как видно, эффективность утилизации теплоты

уходящих газов ДВС в генераторе ТХМ (в его испарительной и экономайзерной секциях) с последующей ее трансформацией в холод, который в свою очередь используется для охлаждения наружного воздуха на входе ДВС, существенно зависит от температуры конденсации t_k , т.е. эффективности работы конденсатора.

Целью выполненного исследования является определение оптимальных параметров конденсаторов

теплоиспользующих холодильных машин, обеспечивающих максимальные плотности теплового потока в них и, следовательно, эффективное применение ТХМ в ДВС.

Разработка методики и анализ результатов расчета рациональных параметров конденсаторов теплоиспользующих холодильных машин

Тепловая эффективность конденсаторов характеризуется плотностью теплового потока q . Чем выше плотность теплового потока q , тем меньше габариты конденсатора, а при неизменных габаритах – меньше температурные напоры θ в них между конденсирующимся НРТ и охлаждающей средой, соответственно выше температура конденсации $t_{к1}$, тепловые коэффициенты ζ (рис. 2) и, в конечном счете, эффективность применения ТХМ в ДВС. Зависимость плотности теплового потока q от коэффициента теплопередачи k и температурного напора θ ($q = k\theta$), а θ , в свою очередь, – от падения температуры конденсации, обусловленного гидравлическим сопротивлением двухфазного потока ΔP , и, в конечном счете, зависимость обоих параметров k и θ от массовой скорости ρw конденсирующегося НРТ ставит перед проектантами задачу нахождения оптимальной массовой скорости НРТ $(\rho w)_{opt}$, которая обеспечивает q_{max} .

Существование максимума плотности теплового потока q вытекает из влияния массовой скорости ρw на коэффициент теплопередачи k и температурный напор θ , причем это влияние сказывается на q противоположным образом: если с увеличением ρw коэффициенты теплоотдачи при конденсации α_k и теплопередачи k возрастают, то увеличение гидравлического сопротивления ΔP , наоборот, приводит к падению температуры конденсации Δt_k и, как следствие, температурного напора θ .

Выражение для плотности теплового потока, отнесенной к внутренней поверхности канала (на сто-

роне конденсирующегося НРТ), можно записать в виде:

$$q = k \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{1}{\alpha_w \cdot \beta} + R_s} \cdot \theta,$$

где α_k , α_w – коэффициенты теплоотдачи к хладагенту и охлаждающей среде, отнесенные каждый к своей поверхности; R_s – термическое сопротивление загрязнений и всевозможных отложений; β – степень оребрения.

Теплоотдача при пленочной конденсации в гравитационном режиме описывается законом У. Нуссельта с соответствующей поправкой С.С. Кутателадзе, учитывающей волнообразование в стекающей пленке [3]:

$$\alpha_T = \Omega \left[\frac{\lambda_{ж}^3 \rho_{ж} (\rho_{ж} - \rho_{п}) g r}{\mu_{ж} d (T_0 - T_{ст})} \right]^{0,25},$$

где $\Omega = 0,728 \beta^{0,75}$, причем объемное паросодержание β можно рассчитать по формуле С.Г. Банкоффа [4]:

$$\beta = \frac{0,71 + 2,35 \rho_{п} / \rho_{ж}}{1 + \frac{1-x}{x} \cdot \frac{\rho_{п}}{\rho_{ж}}},$$

температура стенки $T_{ст}$ находится по уравнению $T_{ст} = T_k - q/\alpha_a$, в которое входит заранее неизвестная плотность теплового потока q .

Теплоотдача при конденсации в конвективном режиме описывается зависимостью:

$$\alpha_k = 0,15 \Phi_{ж} \frac{\lambda_{ж}}{d} Pr_{ж} Re_{ж}^{0,9} \cdot I^{-1},$$

где $Pr_{ж}$ – число Прандтля для жидкости; I – комплекс, для вычисления которого согласно предложенной в [5] модели пристенной пленки жидкости используются следующие выражения:

$$I = 0,707 Pr_{ж} Re_{ж}^{0,5} \quad \text{при } Re_{ж} < 50;$$

$$I = 5 Pr_{ж} + 6,7 \ln [1 + 0,75 Pr_{ж} (0,09636 Re_{ж}^{0,585} - 1)]$$

при $Re_{ж} > 50$.

Критерий Рейнольдса для жидкости:

$$Re_{ж} = \frac{\rho w \cdot (1-x) \cdot d_{вн}}{\mu_{ж}}.$$

При текущем паросодержании x из α_r и α_k выбирают большее значение.

Логарифмическая разность температур θ для противотока в случае, когда изменение температуры конденсации $\Delta t_k = t_{k1} - t_{k2}$ меньше, чем охлаждающей среды (воды) $\Delta t_w = t_{w2} - t_{w1}$ (при малых расходах воды), или при воздушном охлаждении конденсатора, т.е. когда $\Delta t_k < \Delta t_w$:

$$\theta = \frac{(t_{k2} - t_{w1}) - (t_{k1} - t_{w2})}{\ln \frac{t_{k2} - t_{w1}}{t_{k1} - t_{w2}}} = \frac{(t_{w2} - t_{w1}) - \Delta t_k}{\ln \frac{t_{k1} - \Delta t_k - t_{w1}}{t_{k1} - t_{w2}}},$$

где Δt_k – падение температуры конденсации НРТ вследствие гидравлического сопротивления ΔP .

Падение температуры конденсации Δt_k , обусловленное гидравлическим сопротивлением ΔP_k , рассчитывается, как и в случае кипения, по уравнению Клаузиуса–Клапейрона

$$\frac{dP_k}{dt_k} = \frac{r}{T_k \cdot (v_{\text{п}} - v_{\text{ж}})} \approx \frac{\Delta P_k}{\Delta t_k}.$$

Падение давления ΔP_k конденсирующегося НРТ рассчитывают по модели со скольжением фаз Локкарта–Мартинелли–Нельсона [6]. В выражения для

нахождения ΔP_k входит длина канала (трубки) L , которая при проектировании является искомой величиной. Ее находят из теплового баланса – равенства количеств теплоты (тепловых потоков), переданной на участке поверхности канала длиной L в процессе теплопередачи, и теплоты, отведенной в процессе конденсации пара и переохлаждения жидкости:

$$Q = q \pi d_{\text{вн}} L = 0,25 \pi d_{\text{вн}}^2 (\rho w) [r + c_{\text{ж}} \Delta t_{\text{ж}}].$$

Поскольку в приведенные выше соотношения, как и в формулу для расчета α_r , входит плотность теплового потока q , которая является искомой величиной, то вычисления производятся итерационным методом – до совпадения принятой величины q с рассчитанной как $q = k \theta$.

Вычисляя q для ряда значений ρw , находят максимальную ее величину q_{max} , которой и будет соответствовать оптимальная массовая скорость НРТ в трубке $(\rho w)_{\text{опт}}$. Для заданной тепловой нагрузки на конденсатор Q_0 минимальная внутренняя поверхность теплообмена определяется соотношением

$$F_{\text{min}} = Q_0 / q_{\text{max}}.$$

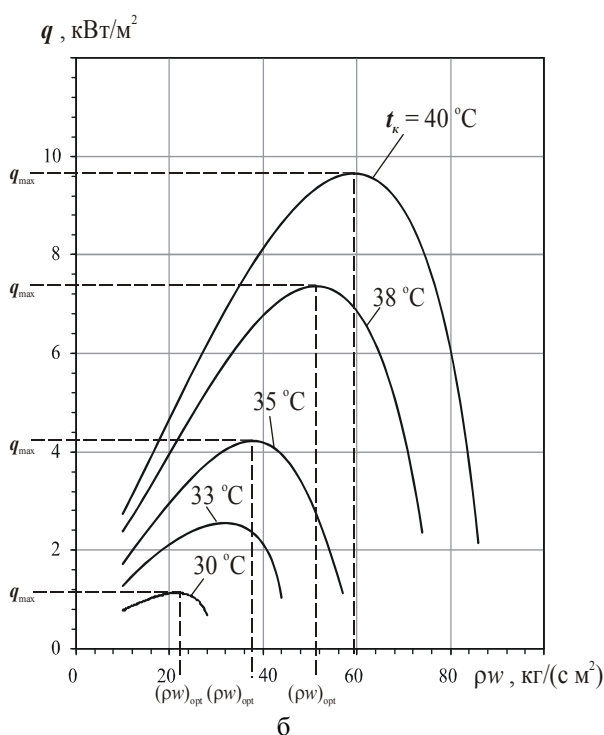
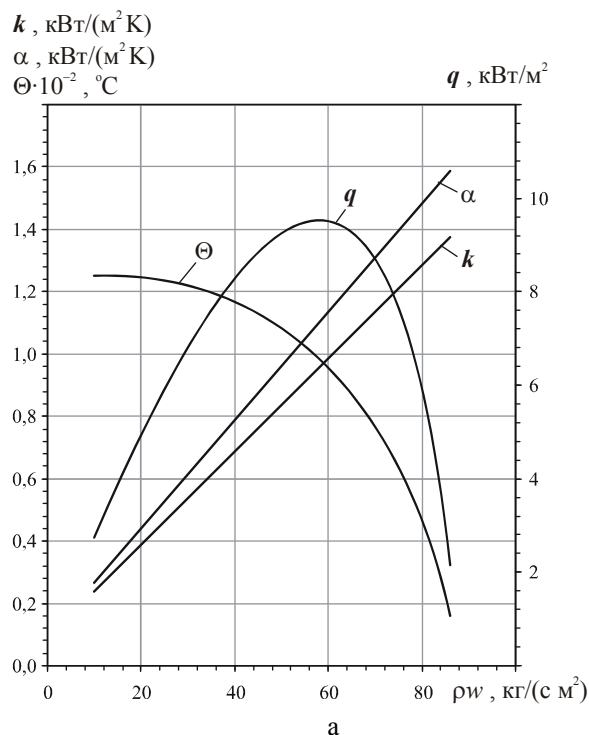


Рис. 4. Зависимости коэффициентов теплоотдачи α_a и теплопередачи k , температурного напора θ и плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладагента R142B в конденсаторе при $t_{w1} = 25^\circ\text{C}$ и $t_{w2} = 30^\circ\text{C}$; $d_{\text{вн}} = 10$ мм, $d_{\text{экр}} = 17$ мм; $t_k = 40^\circ\text{C}$ (а) и плотности теплового потока q при разных t_k (б)

На рис. 4, а приведены зависимости коэффициентов теплоотдачи α_a и теплопередачи k , температурного напора θ и плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладона R142B при температуре конденсации $t_{к2} = 40$ °C и параметрах работы конденсатора: $t_{w1} = 25$ °C и $t_{w2} = 30$ °C; $d_{вн} = 10$ мм, $d_{экв} = 17$ мм.

Как видно, функция $q = f(\rho w)$ имеет явно выраженный максимум, которому соответствует $(\rho w)_{opt}$. Значительное уменьшение q при $(\rho w)_{opt} \gg (\rho w)_{opt}$ обусловлено резким снижением θ , которое в свою очередь – падением температуры конденсации Δt_k из-за гидравлического сопротивления ΔP .

О влиянии температуры конденсации t_k на поведение функции $q = f(\rho w)$ можно судить по зависимостям плотности теплового потока q от массовой скорости ρw хладона R142B при $t_k = 30, 33, 35, 38$ и 40 °C и указанных выше параметрах работы конденсатора (рис. 4, б).

Как видно из рис. 4, б, с уменьшением температуры конденсации и, соответственно, температурных напоров θ , падение температуры конденсации Δt_k , обусловленное гидравлическим сопротивлением ΔP , зависящим в свою очередь от ρw , сказывается на сокращении θ сильнее, что ограничивает допустимое увеличение ρw .

В результате имеют место более низкие значения $(\rho w)_{opt}$ и q_{max} .

Выводы и перспективы дальнейшего использования результатов

1. Показано, что от тепловой эффективности конденсаторов во многом зависит эффективность применения теплоиспользующих холодильных машин в ДВС.

2. Приведены основные положения методики расчета оптимальных массовых скоростей кон-

денсирующегося хладагента в конденсаторах, обеспечивающие максимальные плотности теплового потока.

Литература

1. Колпакчи Э.М., Кохановский А.И. Особенности технической эксплуатации судовой энергетической установки пассажирского судна, работающего в условиях стесненного фарватера // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – Одесса: ОНМА. – 2004. – Вып. 11. – С. 23-33.
2. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. – СПб.: Судостроение, 1994. – 504 с.
3. Справочник по теплообменникам. Т. 1 / Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова и В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 561 с.
4. Bankoff S.G. A variable density single fluid model for two - phase flow with particular reference to steam water flow // Trans. ASME: Serie C. – 1960. – Vol. 82. – P. 256-272.
5. Radchenko N., Gorin V. Prediction of heat transfer during forced convection condensation of steam inside tubes // Proceedings of the 11 International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy: HTRSE-2006. – Szczecin, Poland. – 2006. – P. 645-652.
6. Martinelli R.C., Nelson D.B. Prediction of pressure drop during forced - circulation boiling of water // Trans. ASME. – 1948. – Vol. 70. – P. 695-702.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Голиков, Одесская национальная морская академия, Одесса.

УДК 629.5 : 621.436

Б.Г. ТИМОШЕВСКИЙ, М.Р. ТКАЧ*Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина*

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВС ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

Стационарная и транспортная энергетика являются одними из крупных потребителей нефтяных топлив. Постоянный рост потребления и стоимости нефтяных топлив заставляет исследователей искать новые возможности снижения затрат на топливо. Одним из путей решения этой проблемы является использование более дешевых альтернативных топлив, в том числе и топлив широкого фракционного состава, получаемых из отходов термопластичных полимеров. Однако эффективность эксплуатации ДВС на этих топливах исследована недостаточно. В статье приведены результаты экспериментальных исследований некоторых показателей двигателя 6ЧН12/14 при его эксплуатации на топливе, полученном путем термического крекинга отходов смеси термопластичных полимеров. Установлены отличия рабочего процесса при эксплуатации на стандартном и альтернативных топливах. Показано, что альтернативное топливо может быть использовано в ДВС при условии соответствующей наладке топливной аппаратуры в пределах заводских регулировок.

ДВС, альтернативное топливо, удельный расход топлива, индикаторная диаграмма, эффективность

Постановка проблемы

В современных условиях неуклонный рост цен на нефть и нефтяные топлива оказывают существенное влияние на стоимость выработки энергии. Мировое потребление нефти в 2006 г. достигло 87 млн. баррелей в день, а к 2015 г. достигнет 99 млн. баррелей и к 2030 г. – 116 млн. в день [1]. В этой ситуации экономическая эффективность объектов на базе ДВС существенно зависит от топливной составляющей эксплуатационных затрат.

Однако существуют пути снижения топливной составляющей эксплуатационных затрат, которые состоят в использовании альтернативных топлив (АТ). Одним из возможных альтернативных топлив представляются топлива широкого фракционного состава, получаемые из отходов термопластичных полимеров [2, 3].

Свойства этих топлив [4], хотя и отличаются от свойств стандартных нефтяных топлив, однако это отличие не столь существенно и есть все основания полагать, что такие альтернативные топлива могут быть использованы в ДВС без существенных конст-

руктивных доработок двигателей.

Стоимость таких топлив оказывается несколько ниже, чем стоимость стандартных топлив нефтяного происхождения. Согласно "Правил Регістра судноплавства України" [6], введенных в действие на территории Украины 01.09.2001 г., уже допускается использование альтернативных топлив в качестве энергоносителей для судовых дизельных двигателей. Однако до настоящего времени в литературе не удалось обнаружить данных, которые позволили бы немедленно приступить к использованию этих топлив в СЭУ. Основным условием применения этих топлив является обеспечение экономичной, надежной и долговечной, экологически безопасной работы дизельных двигателей.

Для эффективного применения альтернативных топлив необходимо выполнить комплекс исследований, которые бы выяснили особенности рабочего процесса в ДВС, связанные с задержкой воспламенения и сгорания, характеристиками подвода тепла и жесткостью процесса, эксплуатационной надежностью двигателя в целом и экологической безопасностью.

Адаптация ДВС с целью использования альтернативных топлив является чрезвычайно актуальной задачей для транспортной и энергетической отраслей, поскольку мировое потребление энергоносителей нефтяного происхождения имеет устойчивую тенденцию роста.

Решение проблемы

Экспериментальные исследования рабочего процесса двигателя 6ЧН12/14 ($n = 25 \text{ с}^{-1}$) при его работе на альтернативном топливе, полученном путем термического крекинга отходов термопластичных полимеров, были выполнены на моторном стенде [5] в Центре перспективных энергетических технологий Национального университета кораблестроения.

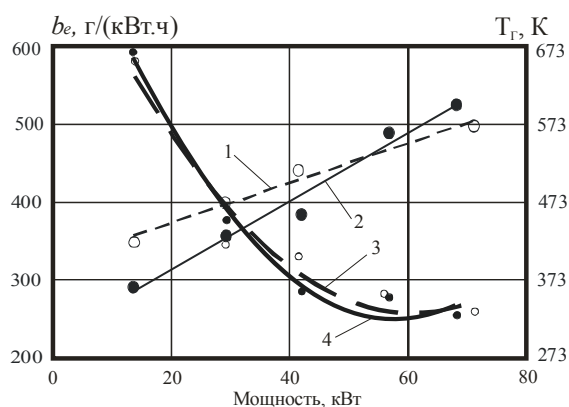


Рис. 1. Зависимость температуры выпускных газов (1 – ДТ, 2 – АТ) и удельного расхода топлива (3 – ДТ, 4 – АТ) от нагрузки двигателя при эксплуатации на топливе Л-02-40 и альтернативном топливе

На рис. 1 представлены сравнительные зависимости температуры выпускных газов и удельного расхода топлива от нагрузки двигателя при эксплуатации на топливе Л-02-40 и альтернативном топливе. Температура выпускных газов ДВС при работе на альтернативном топливе и нагрузках менее 50% оказывается значительно меньше, чем в случае использования дизельного топлива. Так, при нагрузке 20% $\Delta T = -60 \text{ К}$, а при нагрузке 40% – $\Delta T = -30 \text{ К}$. При нагрузках более 50% температура выпускных газов при работе на альтернативном топливе оказывается больше, чем при использовании дизельного топлива. Так, при нагрузке 70% $\Delta T = +20 \text{ К}$.

Из рисунка также видно, что во всем диапазоне нагрузок значения удельного расхода стандартного и альтернативного топлив достаточно близки. При нагрузках, близких к номинальной, понижению удельного расхода альтернативного топлива по сравнению с дизельным составляет $4 \dots 6 \text{ г/(кВт·ч)}$, а на малых долевых нагрузках – $10 \dots 12 \text{ г/(кВт·ч)}$. Это объясняется несколько более высокой массовой теплотворной способностью альтернативного топлива и, соответственно, большей энергоемкостью цикловой подачи.

На рис. 2 представлены сравнительные зависимости угла задержки воспламенения и коэффициента избытка воздуха от нагрузки при работе двигателя 6ЧН12/14 на дизельном и альтернативном топливе.

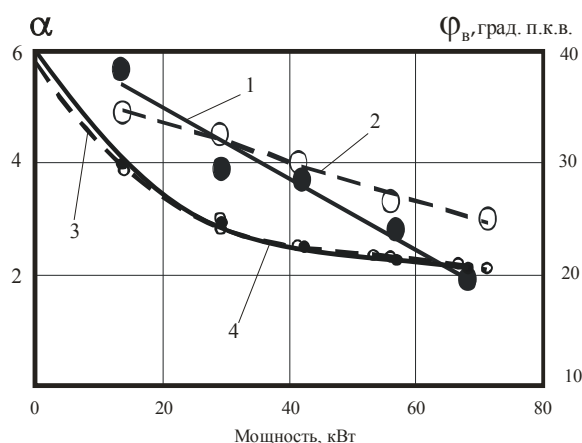


Рис. 2. Зависимости угла задержки воспламенения (1 – ДТ, 2 – АТ) и коэффициента избытка воздуха (3 – ДТ, 4 – АТ) от нагрузки при работе двигателя 6ЧН12/14

Анализ этих результатов показывает, что в сравнении с дизельным топливом, период задержки воспламенения альтернативного топлива уменьшается с увеличением нагрузки, что непосредственно связано с эффективным давлением газов в цилиндрах. Так при нагрузке 20% задержка воспламенения составляет $12,7 \text{ град. п.к.в.}$ и превышает аналогичный показатель для стандартного дизельного топлива на $3,8 \text{ град. п.к.в.}$ Это явление объясняется тем, что присутствие в альтернативном топливе легкокипящих фракций приводит к снижению температуры топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя

вследствие его охлаждения из-за испарения этих фракций. Кроме того, наличие легкокипящих фракций приводит к некоторому снижению скорости сгорания топлива, что также отрицательно влияет на рабочий процесс ДВС.

С увеличением нагрузки период задержки воспламенения альтернативного топлива уменьшается и при номинальных значениях среднего эффективного давления эти показатели составляют соответственно 6,8 и 1,0 град. п.к.в. Из приведенных данных можно сделать заключение, что задержка воспламенения АТ оказывает существенное влияние только при малых и средних нагрузках судового ДВС.

Величина коэффициента избытка воздуха при работе ДВС на альтернативном и дизельном топливах практически одинакова. Так, если при работе вблизи номинальной нагрузки ДВС значение α составляет 2,1...2,2, то на режиме холостого хода коэффициент избытка воздуха увеличивается до 5,8...6,1.

На рис.3 приведены экологические показатели ДВС при работе на альтернативном и дизельном топливах.

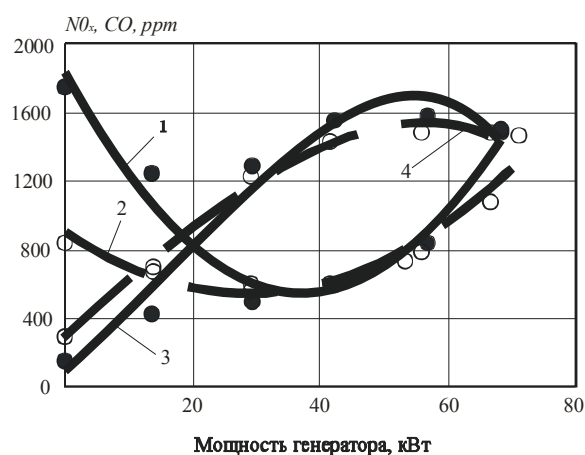


Рис. 3. Содержание CO (1 – ДТ, 2 – АТ) и NO_x (3 – ДТ, 4 – АТ) в отходящих газах от нагрузки при работе двигателя 6ЧН12/14

Исследование установило практически тождественные значения содержания монооксида углерода и оксидов азота на режимах нагружения, близких к

номинальной мощности. Снижение мощности ДВС, вплоть до холостого хода, приводит к снижению содержания NO_x на 50% и существенному повышению концентрации CO – более чем в 2 раза. Это свидетельствует об удовлетворительной организации рабочего процесса при номинальной нагрузке ДВС и необходимости его корректировки на режимах малой мощности.

В процессе испытаний получены также косвенные свидетельства удовлетворительного протекания рабочего процесса ДВС на альтернативном топливе. Продолжительность запуска ДВС, ток нагрузки двигателя (генератора), длительность выхода на номинальный режим в сопоставимых условиях окружающей среды на АТ и ДТ практически неизменны. Об этом же свидетельствует отсутствие продуктов коксования топлива в отверстиях распылителей топливных форсунок. Комплекс проведенных исследований показал, что применение альтернативного топлива возможно в среднеоборотных и малооборотных ДВС, т.к. снижение частоты вращения коленчатого вала приводит, как известно, к снижению т.н. "оптимального" цетанового числа топлива. Так, при снижении частоты вращения от 25с^{-1} до $8,3\text{с}^{-1}$ данный показатель топлива рекомендовано снизить с 40 до 30. При частотах вращения $1,0..2,0\text{с}^{-1}$ значение цетанового числа топлива, обеспечивающего эффективную работу ДВС, составляет 20..22.

С целью выявления влияния на окружающую среду технологического процесса получения альтернативного топлива и его сжигания в ДВС, были проведены санитарно-гигиенические исследования воздуха рабочей зоны в испытательном боксе. Результаты этих исследований представлены на рис. 4. Анализ этих данных и сравнение их с предельно-допустимыми концентрациями (ПДК) показал, что концентрация вредных веществ составляет: формальдегида – $0,1306\text{ мг/м}^3$ (26% ПДК); диметилтерефталата – $<0,05\text{ мг/м}^3$ (<50% ПДК); акрилонитрила – $0,3598\text{ мг/м}^3$ (3,6% ПДК); ацетальдегида –

$<0,05 \text{ мг/м}^3$ ($<12,5\%$ ПДК); стирола – $1,32 \text{ мг/м}^3$ ($26,4\%$ ПДК); оксида углерода – $2,26 \text{ мг/м}^3$ ($7,5\%$ ПДК); углеводородов алифатических предельных $\text{C}_1\text{--C}_{10}$ – $30,8 \text{ мг/м}^3$ ($10,2\%$ ПДК); толуола – $<2 \text{ мг/м}^3$ ($<1,3\%$ ПДК); ксилола – $<0,4 \text{ мг/м}^3$ ($<0,8\%$ ПДК); бензола – $<0,4 \text{ мг/м}^3$ ($<2,7\%$ ПДК).

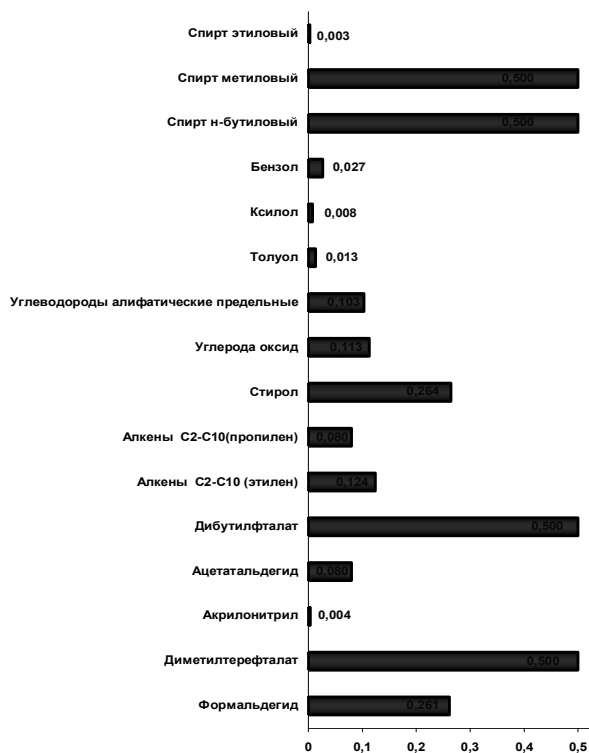


Рис. 4. Концентрации вредных веществ в рабочей зоне экспериментальной установки

Приведенные результаты дают основание считать, что концентрация вредных веществ в рабочей зоне экспериментального стенда по всем измеренным показателям, согласно ГОСТ 12.1.005-88 "Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны", не превышает допустимых значений. Максимальная концентрация вредных веществ не превышает 50% ПДК (диметилтерефталат), а концентрации стирола и формальдегида не превышают 30% ПДК, концентрации остальных веществ находится в области $< 5\%$ ПДК.

Выводы

1. Результаты экспериментальных исследований ДВС 6ЧН12/14 показали практическую возможность

и целесообразность применения альтернативного топлива, полученного путем термического крекинга отходов термопластичных полимеров.

2. Установлено, что основные характеристики рабочего процесса при работе ДВС на альтернативном и дизельном топливах отличаются в диапазоне, допускающим эффективную работу двигателя при соответствующей регулировке топливной аппаратуры.

3. Экологические показатели энергетического оборудования допускают возможность его эксплуатации в условиях промышленных объектов.

Литература

1. World Energy Outlook 2006. The International Energy Agency (IEA), 2007.
2. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Альтернативные топлива для тепловых двигателей // *Авіаційно-космічна техніка і технологія*. – Х.: НАУ «ХАІ», 2001. – Вып. 26. – С. 32-37.
3. Тимошевский Б.Г., Ткач М.Р. Эффективность энергетических установок специализированных судов и технологических платформ на базе ДВС // *Вестник двигателестроения*. – Запорожье. – 2003. – № 3. – С. 51-55.
4. Ткач М.Р., Тимошевский Б.Г., Тхы Б.А. Математическое моделирование рабочих процессов в ДВС при работе на альтернативных топливах // *Наукові праці: Науково-методичний журнал*. Т.43 (вип. 30). Техногенна безпека. – Миколаїв: МДГУ ім. П. Могили, 2005. – С. 42-48.
5. Ткач М.Р., Тимошевский Б.Г., Тхы Б.А. Экспериментальные исследования показателей судового ДВС, использующего альтернативное топливо // *Двигуни внутрішнього згорання*. – 2006. – № 2.
6. Регістр судноплавства України. Правила побудови та класифікації морських суден. Т.3. – К., 2003. – 244 с.

Поступила в редакцию 29.05.2007

Рецензент: канд. техн. наук, проф. Ю.Л. Мошенцев, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 621.1.018

А.П. ПОЛИВЯНЧУК, Т.С. ХАРИТОНОВА, Т.В. НЕСМАШНАЯ

*Восточноукраинский национальный университет им. Владимира Даля, Украина***ПОВЫШЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОСТИ И ТОЧНОСТИ СИСТЕМЫ КОНТРОЛЯ ВЫБРОСОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ТВЕРДЫХ ЧАСТИЦ – МИКРОТУННЕЛЯ МКТ-2**

Представлены результаты работ по усовершенствованию системы контроля выбросов дизельных твердых частиц, позволяющих повысить ее универсальность и точность. Оценена эффективность сделанных усовершенствований.

дизель, испытания, отработавшие газы, твердые частицы, массовый выброс, микротуннель, универсальность, точность

Введение

С введением в автомобильном транспорте в 1993 г. норм EURO в ряд нормируемых экологических величин дизельных двигателей добавился новый показатель – массовый выброс твердых частиц (ТЧ) с отработавшими газами (ОГ) дизеля. Вместе с выбросами газообразных вредных веществ (монооксида углерода, оксидов азота и углеводородов) данный показатель начал измеряться в ходе сертификационных испытаний автомобильных дизелей.

Для измерения массовых выбросов дизельных твердых частиц необходимо специальное оборудование – разбавляющий туннель, которое в настоящее время отечественной промышленностью не производится. В период с 1996 по 2006 гг. в Восточноукраинском национальном университете (ВНУ) им. В. Даля проводились работы по созданию такого оборудования [1, 2]. Результатом выполнения данных работ стал макетный образец измерительного комплекса с микротуннелем МКТ-2 для контроля массовых выбросов ТЧ с ОГ дизелей. Несмотря на успешные испытания микротуннеля на различных двигателях [3, 4] данная измерительная система нуждалась в совершенствовании. С одной стороны, МКТ-2 мог использоваться только на стационарных режимах работы двигателя, в то время, как с 2000 г. начали применяться транзитные циклы ЕТС, предусматривающие испытания дизелей на переходных режимах работы [5]. С другой стороны, в последнее время резко

возросли требования к точности измерений выбросов дизельных твердых частиц, что также необходимо учитывать при создании измерительного оборудования (по сравнению с 1993 г. в 2005 г. нормы выбросов ТЧ дизелями грузовых автомобилей снизились с 0,36 до 0,02 г/кВт^{8ч} – т.е. в 18 раз [5]).

Постановка задачи. Целью совершенствования измерительного комплекса с микротуннелем МКТ-2 являлось повышение его универсальности (за счет обеспечения возможности применения МКТ-2 на переходных режимах работы двигателя) и максимальное снижение результирующей погрешности измерений массовых выбросов ТЧ. Для достижения данной цели решены следующие задачи:

- анализ возможности повышения универсальности и точности МКТ-2;
- модернизация модуля управления микротуннелем путем передачи функций контроля и управления процессом измерений от микропроцессорного блока персональному компьютеру (и разработка соответствующего программного обеспечения);
- оценка эффективности усовершенствований МКТ-2.

**1. Принцип действия МКТ-2.
Пути повышения его универсальности и точности**

В микротуннеле МКТ-2 осуществляется смешивание части потока ОГ, отбираемых из вы-

хлопной системы дизеля (G_{exh}^t), с потоком чистого воздуха (G_{dil}), что позволяет имитировать в туннеле естественное поведение твердых частиц в атмосфере (рис. 1).

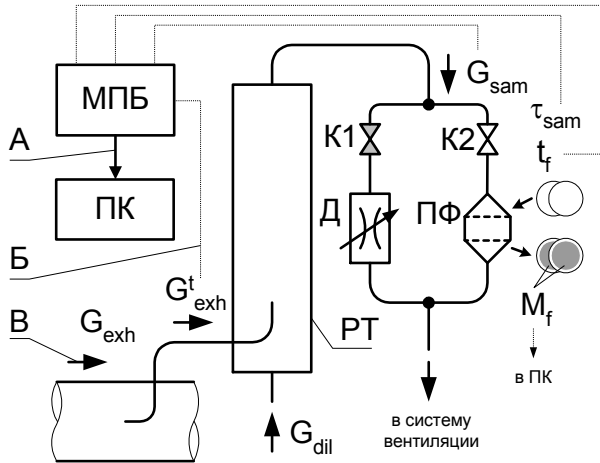


Рис. 1. Принципиальная схема МКТ-2:
МПБ – микропроцессорный блок;
ПК – персональный компьютер;
РТ – разбавляющий туннель;
K1, K2 – шаровые краны; Д – дроссель;
ПФ – патрон с фильтрами для отбора ТЧ;
А, Б и В – усовершенствования МКТ-2

Определенное количество разбавленных ОГ пропускается через фильтры, на которых собираются ТЧ с массой M_f .

По результатам измерений параметров испытуемого двигателя и микротуннеля рассчитываются массовые – PT_{mass} и удельные – PT выбросы твердых частиц:

$$PT_{mass} = \frac{M_f}{M_{sam}} \cdot q \cdot G_{exh}, \text{ г/ч}, \quad (1)$$

где M_f – масса ТЧ, собранных на фильтрах, г;

M_{sam} – масса пробы разбавленных ОГ, прошедших через фильтры, кг;

q – коэффициент разбавления ОГ в туннеле;

G_{exh} – массовый расход ОГ дизеля, кг/ч;

$$PT = \frac{PT_{mass}}{N_e}, \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}, \quad (2)$$

где N_e – эффективная мощность дизеля на режиме испытаний, кВт.

Анализ установленной технологии измерений выбросов дизельных ТЧ показывает:

– для обеспечения возможности применения МКТ-2 на переходных режимах работы дизеля необходимо осуществлять непрерывный контроль и регистрацию величин M_{sam} , q , G_{exh} и N_e ;

– для эффективного снижения погрешностей измерений выбросов ТЧ необходимо повышать точность определения величин, используемых при вычислениях PT_{mass} и PT (формулы (1) и (2)).

2. Суть усовершенствований МКТ-2

Выполнены следующие мероприятия, позволяющие достичь поставленной цели исследований (рис. 1).

А. Разработаны электронное и программное обеспечение, позволяющие передать функции управления МКТ-2 от микропроцессорного блока персональному компьютеру. Это позволило обеспечить проведение непрерывного контроля (с минимальными погрешностями измерений) всех параметров дизеля и микротуннеля, используемых при вычислениях величин PT_{mass} и PT (рис. 2).

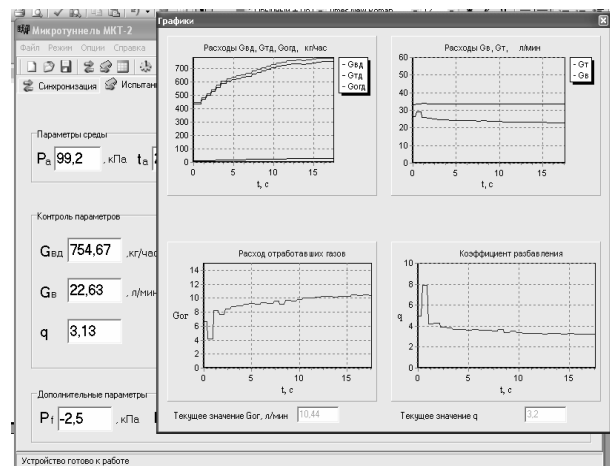
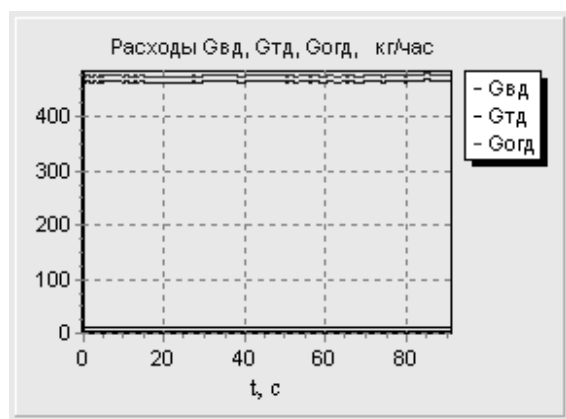


Рис. 2. Окна «Испытания» и «Графики» программного обеспечения МКТ-2

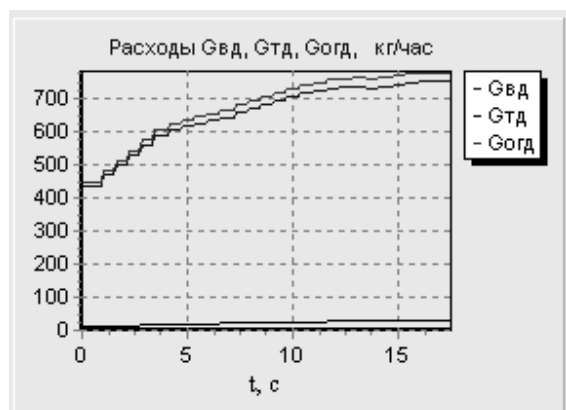
Б. Произведена замена компенсационного способа измерения расхода поступающей в туннель части ОГ G_{exh}^t (эффективного только на стационарных режимах работы дизеля) на дифференциальный способ, обеспечивающий оптимальную точность измерений G_{exh}^t как на стационарных, так и на переход-

ных режимах испытаний (при данном способе G_{exh}^t определяется как разность величин G_{sam} и G_{dil} (рис. 1)).

В. В конструкцию МКТ-2 включен дополнительный элемент: модуль контроля массового расхода ОГ двигателя, позволяющий измерять, регистрировать и вычислять среднее за режим испытаний значение величины G_{exh} (рис. 3).



а



б

Рис. 3. Контроль G_{exh} на стационарном (а) и переходном (б) режимах испытаний

3. Эффективность усовершенствований МКТ-2

Выполнение названных мероприятий позволило: использовать измерительный комплекс с микро-туннелем МКТ-2 на стационарных и переходных режимах работы дизеля, существенно повысить точность измерений выбросов ТЧ и сократить продолжительность испытаний (табл. 1), а также

значительно упростить процедуры подготовки к испытаниям, обработки полученных результатов и их протоколирования.

Таблица 1

Влияние усовершенствований МКТ-2 на его работу

Характеристика	Усовершенствования МКТ-2	
	нет	есть
Точность измерений	5...25%	2...8%
Время подготовки к замеру	5...10 мин	0,5...2 мин
Экономия топлива	—	5...12%

В мае-июне 2007 г. специалистами ВНУ им. В. Даля и Национального технического университета «ХПИ» проведены исследовательские испытания МКТ-2 на тормозном стенде дизеля СМД-23 (под руководством проф. Парсаданова И.В.). В ходе исследований проводились замеры выбросов ТЧ на стационарных и переходных режимах работы дизеля (рис. 4). Испытания продемонстрировали эффективность усовершенствованного МКТ-2.

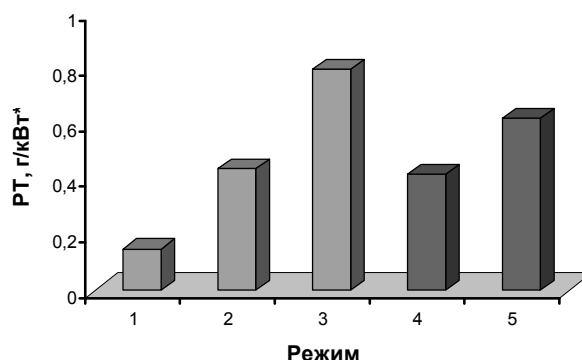


Рис. 4. Результаты измерений удельных выбросов ТЧ дизелем СМД-23:
стационарные режимы: 1-й: $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$, $M = 139,7 \text{ Н*м}$ (30% от $M_{\max}$); 2-й: $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $M = 327,9 \text{ Н*м}$ (70% от $M_{\max}$); 3-й: $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $M = 467,7 \text{ Н*м}$ (100% от $M_{\max}$);
переходные режимы: 4-й: переход с 1-го на 2-й режим; 5-й: переход со 2-го на 3-й режим

Выводы

1. Усовершенствован измерительный комплекс с микротуннелем МКТ-2 для контроля выбросов дизельных ТЧ путем передачи функций контроля и управления процессом измерений от микропроцессорного блока персональному компьютеру (с разработкой соответствующего программного обеспечения). Это обеспечило возможность применения МКТ-2 как на стационарных, так и на переходных режимах работы дизеля и позволило повысить точность данного оборудования.

2. В результате усовершенствований МКТ-2: повышена точность измерений массовых выбросов ТЧ в 2,5...3,1 раза; сокращены затраты времени на подготовку к измерениям в 5...10 раз; обеспечена экономия топлива 5...12% при испытаниях дизеля на отдельных режимах.

3. Проведены испытания МКТ-2 на стационарных и переходных режимах работы дизельного двигателя, которые подтвердили эффективность выполненных усовершенствований.

Литература

1. Поливянчук А.П., Звонов В.А. Измерительный комплекс для определения массовых выбросов твердых частиц дизелей. // *Авиационно-космическая техника и технология. Тепловые двигатели и энер-*

гоустановки. Сб. науч. тр. – Х.: ХАИ. – 2000. – Вып. 19. – С. 478 - 481.

2. Поливянчук А.П. Микротуннель для измерения массовых выбросов твердых частиц от дизельных двигателей локомотивов. // *Авиационно-космическая техника и технология. Тепловые двигатели и энергоустановки. Сб. науч. тр. – Х.: ХАИ. – 2001. – Вып. 26. – С. 195-198.*

3. Поливянчук А.П. Экологическая диагностика тепловозов по показателю массовых выбросов в атмосферу дизельных твердых частиц // *Вісн. Східноукр. держ. ун-ту. Серія: Транспорт. – Луганськ: СНУ. – 2001. – № 7 (41). – С. 131-135.*

4. Звонов В.А., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Поливянчук А.П. Оценка выбросов твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля // *Двигатели внутреннего сгорания. Научно-технический журнал. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2006. – № 2. – С. 64-67.*

5. Звонов В.А., Корнилов Г.С., Козлов В.А., Симонова Е.А. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей. – М.: Издательство Прима-Пресс, 2005. – 312 с.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Ю.И. Осенин, Восточноукраинский национальный университет им. Владимира Даля, Луганск.

УДК 631.7.04-197 : 631 : 7.019.14

В.О. ПОВГОРОДНИЙ*Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАНУ, Украина*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОТОРА ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Приведен расчет термонапряженного состояния диска паровой турбины. Расчет был проведен численной реализации метода конечных элементов (МКЭ) для расчета температурного поля. Получены максимальные и минимальные значения температур и максимального температурного градиента на плате, что является необходимым для решения задачи термоупругости, а, именно, определения температурных напряжений. В последующем полученные результаты по температурам и напряжениям можно использовать и для решения обратной задачи с целью определения теплофизических и механических характеристик материала ротора, что является необходимым для расчета ресурса.

температура, термонапряжение, расчет, метод конечных элементов, ротор, газотурбинный двигатель

Введение

При расчете неравномерно нагретых дисков паровых и газовых турбин следует принимать во внимание два обстоятельства [1]:

во-первых, в таких дисках возникают температурные напряжения от неравномерного нагрева как по радиусу диска, так и по толщине его;

во-вторых, в неравномерно нагретом диске величины модуля упругости E и коэффициента линейного расширения α_t , которые зависят от температуры, переменны по радиусу.

Что касается первого обстоятельства, в осевых турбинах диск на периферии омывается рабочей средой; в центральной части диска тепло отводится как в окружающую среду, так и по валу – к менее нагретым ступеням турбины и к подшипникам, охлаждаемым маслом.

Вследствие этого температура диска по радиусу не одинакова, и в периферийной его части возникают отрицательные (сжимающие) напряжения, вызванные стремлением диска на этих радиусах расширяться больше, чем это допускают внутренние, более холодные части диска. Неравномерность температуры вызывает также появление радиальных напряжений, которые равны нулю лишь на внешнем

и внутреннем радиусах диска (с отверстием лишь для вала).

Так как условия подвода и отвода тепла на обеих сторонах диска не одинаковы, имеет место и градиент температуры по толщине диска. При этом возникает изгиб диска и связанные с ним напряжения. Ограничимся рассмотрением расчета напряжений, обусловленных лишь переменной температурой по радиусу.

Второе обстоятельство сказывается на напряженном состоянии дисков и должно учитываться при расчете не только температурных, но также и динамических напряжений. При разных величинах модуля упругости E на соседних участках по известным зависимостям с учетом равенства термоупругих перемещений на соседних участках.

Величину E , постоянную на данном участке, можно определять по температуре на внешнем радиусе диска. Это допущение идет в запас и расчет надежности и ресурса.

Решение проблемы

Одной из важнейших задач при проектировании современных мощных паровых турбин является комплексный анализ температурных полей, взаимных тепловых расширений, температурных напря-

жений и деформаций, возникающих в роторах и корпусах при различных режимах эксплуатации.

Для современного энергетического оборудования характерны тепловые режимы с переменными во времени и пространстве ГУ-3-го рода (температура среды, коэффициент теплоотдачи), определение которых составляет значительные трудности.

Для справки: диапазон температур: от 0 до 600 °С и соотношения (для рассматриваемых в турбиностроении материалов и уровней коэффициентов теплоотдачи α).

Обратная задача термоупругости состоит из определения температуры нагрева и изменение тепла твердого тела когда перемещения и напряжения известны в некоторых точках твердого тела. Эта обратная задача, которая является актуальной.

В настоящей задаче, была сделана попытка, решить обратную задачу термоупругости по определению неизвестной температуры, деформации и напряжения диска, описанного областью $D = \{x, y, z\} \in R^3: a \leq (x^2 + y^2) \leq b, -h \leq z \leq h$ с известным внутренним изменением тепла. Получено численное изменение распределения температуры на внешней поверхности. **Конечная цель** – создание оптимальных конструкций. **Критерий оптимальности** – минимальная масса диска.

Использован подход, который позволяет существенно упростить задачу об определении искомых параметров и в ряде случаев быстро получить важные результаты. Удовлетворение заданным ограничениям без минимизации целевой функции. К таким задачам относится геометрическая обратная задача термоупругости (термопрочности) – нахождение геометрических параметров конструкций из раскрытия условий прочности. **Критерий эффективности** – равнопрочность.

Анализ заключается в выполнении гипотезы плоских сечений (силовые и температурные воздействия). Стационарное поле распределено по толщине в виде постоянного закона, но переменного по ра-

диусу. Отсюда и постановка задачи – упругий тонкий осесимметричный быстровращающийся диск. Заданы: материал диска и условия закрепления.

Формулирование проблемы. В элементах корпусов цилиндров ротора высокого давления (РВД) (рис. 1, 2) термические напряжения, возникающие при пусках и резких изменениях нагрузки, также могут достигать весьма больших значений.

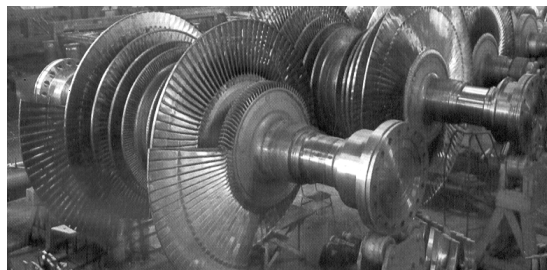


Рис. 1. Ротор паровой турбины

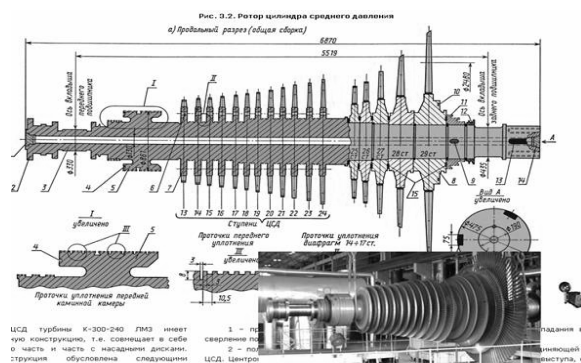


Рис. 2. Чертеж и общий вид ротора паровой турбины

Оценка термических напряжений во фланцах корпуса при исследовании ТС турбин К-300-240, К-500-166, К-1200-240 и др. проводилась путем расчета корпуса как оболочки вращения линейно-переменной толщины, причем, толщина оболочки и температурное поле принимались равными соответствующим величинам в сечении фланца [2]. Выполненные исследования показали, что наибольшие напряжения возникают на участках фланцев, прилегающих к лапам, припусках турбин из холодного состояния без предварительного прогрева и достигают величин, близких к пределу текучести для стали 15X1M1ФЛ (условный предел текучести 30-55).

Так, на внутренней поверхности фланцев корпуса ЦВД турбины К-500-166 в районе тора за 5-ой ступенью сжимающие напряжения при заданном заводском режиме пуска достигают 24. Предварительный прогрев ЦВД «с хвоста» насыщенным паром после БРОУ с плавным повышением давления от 0,6 до 15 атм. в течение одного часа позволяет снизить эту величину на 5 – 6. Значительного снижения термических напряжений можно добиться за счет усовершенствования систем обогрева фланцев и конструкции опорных лап, направленного на увеличение термического сопротивления лап в продольном направлении.

Сравнительная оценка теплового и напряженно-го состояния для ряда модификаций корпусов регулирующих клапанов турбин типа К-300-240 показала, что в корпусах клапанов, внутренняя поверхность которых в районе диффузора защищена втулками из жаропрочных сталей, величина возникающих термических напряжений примерно в два раза ниже, чем в корпусах без втулок, и не превышает предела текучести. Однако, длина втулок в ряде конструкций должна быть несколько увеличена, так как при коротких втулках в местах утолщения стенки патрубка напряжения могут существенно возрастать. Напряжения в самой втулке, хотя они достигают весьма больших величин (до 90 °С), не вызывают опасений, так как втулки могут быть изготовлены из сталей с высоким пределом текучести, например, из стали ЭИ723 (условный предел текучести 69 – 100 при 300 °С).

Особые опасения вызывает то, что высокие напряжения на расточке могут возникать при температуре ниже порога хладноломкости для роторных сталей, который достигает 120 °С. Для того чтобы избежать возможных хрупких разрушений, рекомендуется прогревать ротор при невысоких оборотах, пока температура расточки не станет выше 120 °С. Цельсия; при этом суммарные напряжения не должны превышать (0,7 – 0,9) предела текучести.

Температурное поле описывается степенным законом распределения, а температурные напряжения определяются по известным зависимостям для радиальных и окружных направлений.

Зависимость предела прочности от температуры для материала ротора (стали 25Х2МФА) выражается зависимостью

$$[\sigma(t)] = 700000000 - 123848,14 t - 0238 t^2.$$

В качестве полученных результатов по механическим характеристикам отметим, что модуль Юнга в соответствии с ГУ составляет

$$[E(t)] = 216171,84 - 38,25 t - 0,237 t^2.$$

Максимальные значения температурных напряжений в роторе паровой турбины составили: 1,3 МПа – окружные и 0,7 МПа – радиальные.

Представляет интерес система охлаждения РВД и РСД [3]. Осуществление способа охлаждения позволяет: увеличить допускаемые напряжения в охлаждаемой области расточки ротора, благодаря чему может быть повышена температура пара, омывающего наружную поверхность ротора и, следовательно, начальная температура пара; существенно снизить максимальные напряжения в процессе пуска за счет уменьшения перепада температур между наружной поверхностью и расточкой в том случае, если в центральное отверстие ротора заранее или одновременно с подачей пара в проточную часть турбины подвести пар для подогрева; повысить маневренность турбин за счет регулирования ТС ротора для согласования тепловых расширений ротора и корпуса в случае необходимости; исключить возможность хрупкого разрушения ротора в процессе пусков из холодного состояния за счет повышения температуры в области расточки ротора до переходной температуры, ниже которой при высоких напряжениях возможно хрупкое разрушение.

Выводы

Результаты проведенного исследования влияния ускоренных режимов пуска турбины на работоспо-

способность дисков дают основание для следующих практических рекомендаций. Для суждения о возможном влиянии на работоспособность дисков намеченных условий эксплуатации турбины необходимо произвести упруго-пластический расчет термонапряженного состояния дисков в момент пуска турбины, при работе ее на установившемся после пуска температурном режиме и при останове и охлаждении турбины. Критерием при оценке возможного влияния ускоренного пуска турбины на работоспособность ее дисков может служить: величина и характер распределения по радиусу окружных остаточных напряжений диска, создаваемых пластической его деформацией в момент пуска турбины; уровень максимальных суммарных (включая остаточные) растягивающих напряжений в ободу диска после стабилизации его температурного поля при нагреве турбины; уровень максимальных суммарных (включая остаточные) напряжений в диске в момент его охлаждения при останове турбины.

Ускоренный режим пуска турбины будет не опасен для диска в том случае, если: уровень максимальных суммарных растягивающих напряжений в ободу диска после стабилизации его температурного поля будет недостаточен для того, чтобы в условиях температуры стабилизации вызвать сколько-нибудь заметную релаксацию остаточных напряжений; уровень максимальных суммарных напряжений диска при его охлаждении будет ниже предела текучести металла диска при температуре охлаждения.

Если напряженное состояние дисков не отвечает этим требованиям, а скорость пуска турбины должна быть сохранена без опасности снижения надежности дисков, необходимы следующие мероприятия:

а) уменьшение температурного перепада по радиусу диска в момент пуска турбины. Это может быть достигнуто путем подогрева центральной части диска или охлаждения его обода при пуске;

б) снижение уровня максимальных суммарных растягивающих напряжений диска после стабилизации его температурного поля. Это может быть достигнуто путем выбора достаточно большого (200 – 300 °С.) температурного перепада по радиусу диска после стабилизации его температурного поля; а также снижения уровня максимальных суммарных напряжений в диске при его охлаждении.

Это может быть достигнуто путем быстрого значительного снижения числа оборотов турбины при ее останове и избежания резкого ее при этом охлаждения. Следует отметить, что путем выбора правильного температурного режима работы диска при ускоренном пуске турбины влияние этого пуска на работоспособность диска может быть исключено полностью или сведено к минимуму.

Оптимальным с точки зрения термонапряженного состояния является режим перевода при нагрузке приблизительно 60 МВт с плавным повышением температуры пара на 10,4 град. Цельсия.

Литература

1. Жирицкий Г.С, Струнkin В.А. Конструкция и расчет на прочность деталей паровых и газовых турбин. – М.: Мшиностроение, 1968. – 520 с.
2. Косяк Ю.В. Паровая турбина К-300-240 ХТГЗ / Под общ. ред. канд. техн. наук Ю.Ф. Косяка. – М.: Энергоиздат, 1982. – 269 с.
3. Коляно Ю.М. Татчин И.Р. Обратная коэффициентная задача термоупругости для изотропного тела // Проблемы прочности. – 1990. – № 6. – С. 56-60.

Поступила в редакцию 4.06.2007

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

УДК 629.7

В.П. КВАСНИКОВ¹, А.П. ЧЕРНЫХ², С.В. УВАРОВ³¹Национальный авиационный университет, Киев, Украина²НПП «Газэлектронприбор», Москва, Россия³ГП УМГ «Донбасстрансгаз», Донецк, Украина

ИСТОЧНИКИ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ДЛЯ ГРС И ГРП, РАБОТАЮЩИЕ НА ПЕРЕПАДЕ ДАВЛЕНИЯ ГАЗА

Рассмотрена проблема энергообеспечения транспортировки газа в сети газопроводов. Предложено комплексное решение задачи энергообеспечения на основе утилизации энергии сжатого газа путем преобразования потенциальной энергии перепада давления и кинетической энергии движения газа в электрическую. Отсутствует необходимость сжигания топлива, обеспечивается полная автономность и высокая экологическая чистота процесса.

транспортировки газа, энергообеспечение, утилизация энергии, преобразование энергии

Введение

В последние годы в связи с освоением новых газовых месторождений и дальнейшей газификацией населенных пунктов происходит активное строительство сети газопроводов. Транспортировка газа от месторождения до потребителя сопряжена с большими энергозатратами, в том числе и затратами электроэнергии. Основные энергозатраты приходятся на перекачку газа электроприводными дожимными компрессорными станциями, на электрохимическую защиту газопроводов, газораспределительных станций (ГРС) и газораспределительных пунктов (ГРП), на обеспечение работы систем автоматики ГРС и ГРП, а также на электроснабжение поселков газодобывающих предприятий. Однако не везде, где прокладываются подземные газопроводы, инфраструктура достаточно развита и имеются линии электропередач (ЛЭП). Строительство новых ЛЭП сопряжено со значительными материальными затратами. В таких случаях более рациональным и экономически обоснованным является применение автономных источников электроэнергии, которыми могут служить электрогенераторы на базе газотурбинных двигателей и двигателей внутреннего сгорания, работающие на транспортируемом газе, ветроэлектрогенераторы и др. К примеру, на юге США с не-

давнего времени применяются солнечные батареи.

В соответствии с последними достижениями науки и техники в качестве источника тока используются новые, альтернативные источники энергии.

Постановка задачи

С целью уменьшения или полного исключения энергопотребления от внешних электросетей следует использовать установки, которые основываются на преобразовании потенциальной энергии перепада давления и кинетическую энергию движения газового потока в электрическую.

Решение задачи

В настоящее время научно-производственным предприятием «Газэлектронприбор» разработаны и предлагаются к применению автономные источники электроэнергии небольшой мощности от 1 кВт до 30 кВт на всех участках транспорта и потребления газа. Работы ведутся по нескольким направлениям.

Одно из направлений – создание однофазных турбогенераторных установок с использованием кинетической энергии газа. Подобные работы проводились в США фирмой «Магнетик индастриал». Такие источники электроэнергии отличаются про-

стотой конструкции и достаточной надежностью. По конструкции установка представляет собой турбогенератор, расположенный на одном валу с генератором постоянного тока. Данные устройства могут найти применение как станции катодной защиты и источники электроэнергии для систем телемеханики и связи на удалённых участках газопроводов, где затруднена прокладка электросетей и требуется защита от повреждения. Их установка возможна непосредственно в транспортной трубе или на крановых развязках. При этом гидравлические потери на транспорт газа могут составлять по давлению не более 0,03 МПа на одну установку.

Вторым направлением работ является применение для преобразования энергии газа ротационных двигателей, связанных муфтой с электрогенераторами. Пример установки представлен на рис. 1.

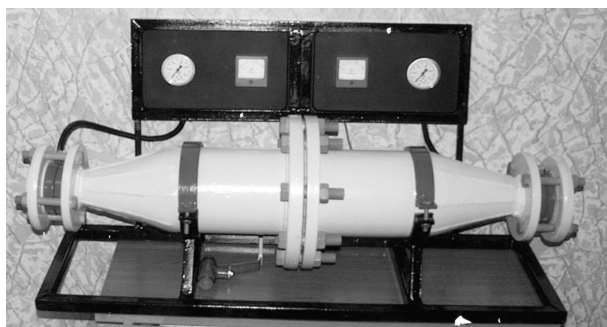


Рис. 1. Одновальная турбогенераторная установка

При стендовых испытаниях этого источника тока была получена мощность 1,2 кВт при напряжении 24 В, давлениях газа на входе и выходе соответственно 0,4 и 0,103 МПа и расходе 90 м³/час. Дешевизна данной установки, но в тоже время ограниченный ресурс ротационного привода позволяют наиболее рационально применить её как автономный кратковременный источник электропитания ГРП. Ресурс ротационного привода можно значительно повысить, применив пластины ротора из наноматериалов на основе углерода.

Следующим направлением является применение высокооборотных турбин, имеющих высокие значения КПД и удельной мощности, которые через

редуктор для снижения частоты вращения выходного вала соединяются с ротором электрогенератора. При одинаковом срабатываемом перепаде давления газа по сравнению с безредукторной схемой расход газа в данной установке меньше примерно на 30%. Усложнение конструкции привода электрогенератора добавлением редуктора оправдано при применении установки в системах газоснабжения, где возможно значительное снижение расхода газа потребителем, но в тоже время, недопустимо снижение мощности вырабатываемой электроэнергии.

Наиболее конструктивно проработанным и реализованным направлением деятельности НПП «Газэлектроприбор» является применение активной турбины в качестве привода электрогенератора для автономных резервных источников питания на ГРС и ГРП. Как известно, на ГРС и ГРП всегда понижается давление газа, что позволяет использовать этот перепад в турбогенераторных установках. В зависимости от условий подачи газа на ГРП и ГРС разработанные установки автономного электроснабжения по конструктивному исполнению можно разделить на установки мощностью от 1 кВт до 3 кВт для ГРП и от 2 кВт до 30 кВт для ГРС.

Установки мощностью от 1 кВт до 3 кВт комплектуются генераторами постоянного тока с напряжением от 24 В до 48 В. По конструкции они наиболее просты, имеют пневмомеханическую защиту от превышения оборотов. При необходимости комплектуются блоками преобразования напряжения 220 В частотой 50 Гц для питания измерительных приборов и освещения. Такие установки предназначены для кратковременного включения их при обслуживании ГРП и для постоянной работы.

В установках мощностью 2 – 30 кВт применяются бесконтактные синхронные генераторы переменного тока частотой 50 Гц и линейным напряжением 220 В. Установки комплектуются системой контроля и автоматического управления парциальностью турбины, а также трубной обвязкой с запорно-регулирующей и предохранительной арматурой. Установки такого типа подключаются на

ГРС после штатного регулятора, как показано на схеме рис. 2.

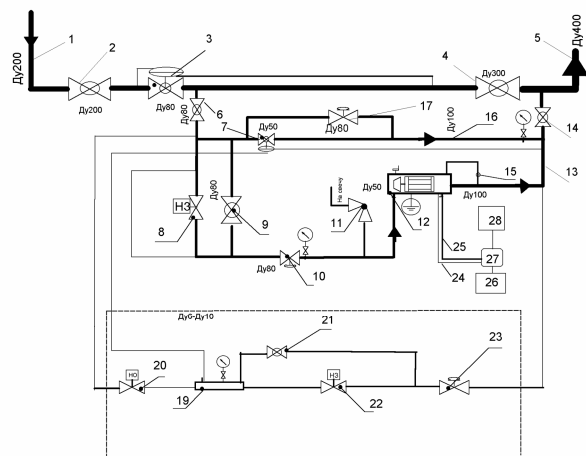


Рис. 2. Пневмогидравлическая схема обвязки ИРЭС5-ГРС: 1 – входной коллектор; 2, 4 – краны ГРС; 3 – регуляторы давления газа ГРС; 5 – коллектор на выходе; 6, 9, 14, 21 – шаровые краны; 7 – регулятор перепада давления газа; 8 – электроклапан остановки турбогенератора; 10, 17, 23 – запоры, регулирующие краны; 11 – предохранительный клапан; 12 – турбогенератор; 13 – труба на выходе Ду100; 15 – патрубок сброса конденсата; 16 – труба перепуска газа; 19 – буферная емкость; 20 – клапан НЗ с электромагнитным приводом; 22 – клапан НО с электромагнитным приводом; 24 – кабель КИП ПВЗ×6 01,5×4; 25 – кабель силовой ПВЗ×6 05,2×4; 26 – нагрузка; 27 – пульт управления; 28 – баластная нагрузка

Компоновка трубной обвязки турбогенератора показана на рис. 3, которая выполнена таким образом, что оператор может без затруднений регулировать режим работы турбогенератора. Система контроля и автоматического управления удерживает частоту тока в пределах $50 \text{ Гц} \pm 1\%$, контролирует режим потребления электроэнергии, сохраняя на постоянном уровне загрузку генератора. Если возникает аварийная ситуация, система контроля и автоматического управления останавливает агрегат, предполагая дальнейший автоматический запуск.

При необходимости в процессе регулирования частоты тока (оборотов генератора), система контроля и автоматического управления перераспределяет потоки газа между турбоустановкой и байпасной линией (рис. 3). Перераспределение потоков осуществляется таким образом, чтобы не изменять объемы газа, поступающие на потребителя.

В ГРП для штатной работы регуляторов давления, отсечных и сбросных клапанов, контрольно-измерительных приборов предусмотрен подогрев помещения в зимнее время года.

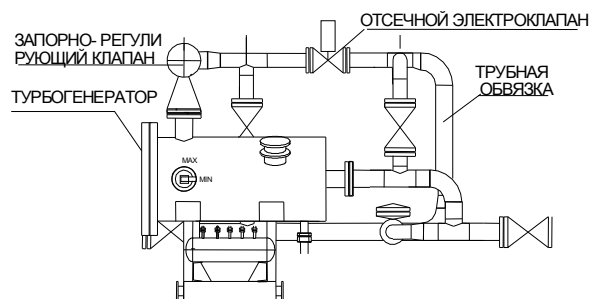


Рис. 3. Компоновка трубной обвязки турбогенератора

Для этого к ГРП пристраивается топочная с установленным в ней водяным газовым котлом, к которому предусмотрен подвод отдельной линии редуцирования газа. Научно-производственным предприятием «Газэлектроприбор» разработана установка, преобразующая потенциальную энергию избыточного давления газа непосредственно в тепло. Установка представляет собой гидродинамический нагреватель, использующий явление кавитации. Для нагрева жидкости используется энергия её движения, которая передаётся от турбины к насосу а от насоса к жидкости и превращается в тепловую за счёт создания кавитации. Именно энергия схлопывания кавитационных пузырьков, создавая давление в несколько десятков атмосфер, нагревает воду. Далее нагретая вода попадает в обычную систему водяного отопления (рис. 4).

В данном случае комплексно и экологически чисто решается задача утилизации «бросовой» энергии перепада давления газа и обеспечения пожаробезопасности.

Основным элементом предлагаемых установок является осевая активная турбина.

В процессе проведения работ удалось разработать методику расчёта и графического построения с использованием компьютерного обеспечения профилей рабочего колеса турбины и соплового аппарата в зависимости от параметров протекающего газа.

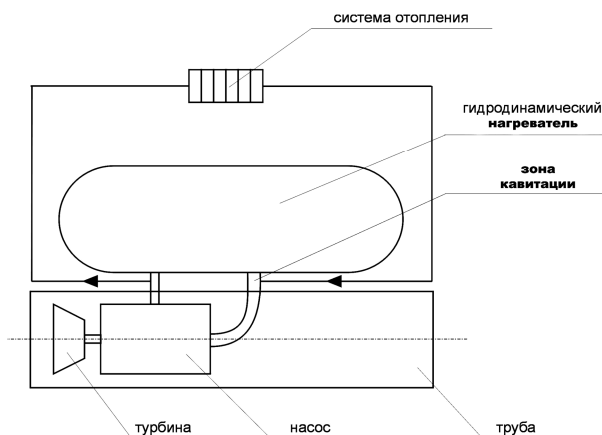


Рис. 4. Установка, преобразующая потенциальную энергию избыточного давления газа непосредственно в тепло

На рис. 5 показан пример результатов расчёта турбинной ступени.

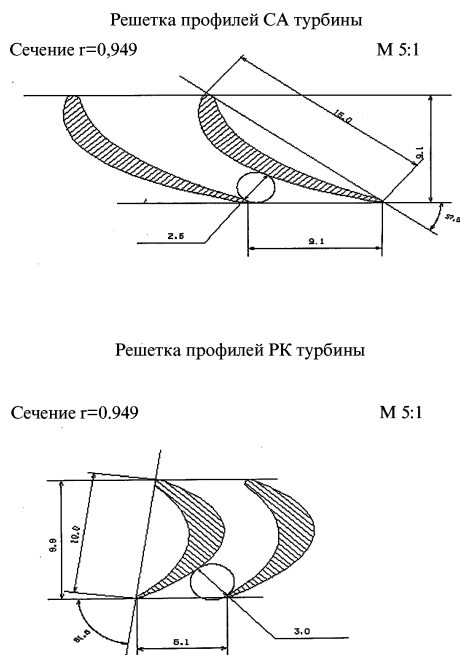


Рис. 5. Пример результатов расчёта турбинной ступени

Если подобная турбина изготавливается впервые, она обязательно подвергается испытаниям путем продувки воздухом на газодинамическом стенде. В результате продувок получают номограммы зависимости мощности и частоты вращения рабочего колеса турбины от расхода, степени парциальности, перепада давления и температуры воздуха. Полученные экспериментальные данные для воздуха пересчитываются на случай природного газа для

оптимизации параметров газового потока, в который будет помещена турбина.

Предлагаемые научно-производственным предприятием «Газэлектроприбор» энергоустановки защищены патентом на изобретение № 48996 и разрешены к серийному производству согласно сертификата соответствия № РОСС UA.АЮ64.А08704. На изделия разработаны технические условия ТУ У 31.1-25178963-002-2003.

В настоящее время 34 установки энергоснабжения успешно работают в газотранспортных системах СНГ. Прорабатывается вопрос использования данной энергосберегающей техники в газовых отраслях дальнего зарубежья.

Выводы

В предлагаемых устройствах комплексно решены задачи утилизации энергии сжатого газа, полной автономности и экологически чистого процесса, не требующего сжигания топлива. Однако нашей конечной целью является создание изделия, объединяющего функции регулятора давления, источника энергии и счётчика расхода газа, поскольку для этого всего достаточно одного инструмента – турбины.

Литература

1. Михальцев В.Е., Панков О.М., Юношев В.Д. Регулирование и вспомогательные системы газотурбинных и комбинированных установок. – М.: Машиностроение, 1982. – 256 с.
2. Котляр И.В. Частичные и переходные режимы работы судовых газотурбинных установок. – Л.: Судостроение, 1966. – 290 с.
3. Котляр И.В. Переменный режим работы газотурбинных установок. – М.: Машгиз, 1961. – 230 с.

Поступила в редакцию 23.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Конин, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 681.586

В.М. ГРУДИНКИН¹, В.Ф. МИРГОРОД¹, С.И. ШАНЬКИН², А.Н. ШИЙКА²

¹ОАО «Элемент», Одесса, Украина

²ОАО «Мотор Сич», Запорожье, Украина

РАСШИРЕНИЕ ФУНКЦИОНАЛЬНЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ БОРТОВОГО РЕГУЛЯТОРА ТЕМПЕРАТУРЫ АВИАЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ ГОСУДАРСТВЕННЫХ ИСПЫТАНИЙ

Показаны задачи модернизации бортового регулятора температуры выходящих газов и пути их решения. Приведены основные характеристики модернизированного регулятора, результаты его испытаний, в том числе летных в составе самолета Л-39 с модернизированным двигателем АИ-25ТЛШ, проведено сравнение полученных характеристик с параметрами прототипа – регулятора РТ-12.

установившиеся и переходные режимы работы двигателя, погрешность измерений, встроенная система контроля, скважность импульсного напряжения, бортовой регистратор, встроенное программное обеспечение

Введение

Модернизация и продление ресурса эксплуатационного парка отечественных двигателей – актуальная задача современного авиационного двигателестроения Украины, предусматривающая частичную замену технических средств устаревшей авионики современными микроэлектронными приборами и системами. В рамках выполнения этой задачи в ОАО «Элемент» – головной организации Минпромполитики по направлению «Электронные системы измерения, контроля параметров и управления авиационными двигателями» – выполнена разработка бортового регулятора температуры выходящих газов (БРТ) для модернизируемого ГТД АИ-25ТЛШ.

Целью разработки явилось создание блока БРТ, который предназначен для замены используемого в настоящее время регулятора РТ12 и должен обеспечить, прежде всего, повышение точности регулирования температуры выходящих газов.

Повышение точности поддержания заданной температуры газа за турбиной на установившихся и переходных режимах работы ГТД – важное условие увеличения ресурса двигателя и КПД его работы. Превышение заданного предела температуры при-

водит к появлению помпажных колебаний, снижению прочности лопаток турбины и даже к полному выходу двигателя из строя.

Как свидетельствует опыт эксплуатации зарубежных двигателей одним из главных факторов, влияющих на ресурс двигателя в эксплуатации, является уменьшение запаса по температуре выхлопных газов [1]. Уменьшение запаса по температуре газов зависит от уровня тяги, интенсивности эксплуатации и среднего времени полетного цикла.

1. Формулирование проблемы

При разработке блока БРТ была поставлена задача – создать современный аналог регулятора РТ12, выполняющий следующие основные функции:

- ограничение совместно с топливным регулятором температуры выходящих газов двигателя на установившихся и переходных режимах работы двигателя;
- формирования команды на включение электромагнитного клапана для выключения двигателя при достижении предельно допустимой температуры выходящих газов.

Для выполнения ограничения температуры выходящих газов блок БРТ должен определять теку-

щее значение температуры, измеряя сигнал термопар, и, в зависимости от величины превышения заданного предела, изменять скважность импульсного напряжения, выдаваемого на электромагнитный клапан уменьшения подачи топлива в двигатель.

В результате разработки необходимо было обеспечить:

- снижение погрешности измерений (с $\pm 12^\circ\text{C}$ для РТ12 до $\pm 3^\circ\text{C}$ для БРТ);
- возможность оперативной регулировки задаваемых пределов температуры, а также настройки на работу с различными типами термопар;
- максимальное удобство замены регулятора РТ12 на вновь созданный блок БРТ – снижение массо-габаритных показателей должно было достигаться с одновременным сохранением присоединительных размеров.

Необходимым условием являлось также наличие в блоке БРТ встроенной системы контроля работоспособности блока (а также исправности цепей термопар), обеспечивающей передачу информации о состоянии работы блока в системы самолета.

2. Решение проблемы

На первом этапе разработки был изготовлен действующий макет, алгоритм работы которого базировался на исходных данных и требованиях, выданных разработчиком двигателя. Однако, первые запуски на двигателем стенде ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс» показали, что имеющихся данных недостаточно для формирования адекватных алгоритмов, обеспечивающих устойчивую работу блока БРТ на реальном двигателе, поэтому разработчиком блока были выполнены следующие работы:

- идентификация математической модели ГТД, соответствующей экспериментальным данным испытаний на выборках баз данных стендовых испытаний;
- исследование дозирующего элемента (клапана) и проверка его сливной (проливочной) характе-

ристики (на стенде «Одесавиаремсервис»);

- моделирование структуры и алгоритмов функционирования разрабатываемого блока БРТ (в среде MATLAB) с учетом полученных данных о двигателе и дозирующем элементе.

Проведенная работа достаточно подробно описана в [2]. Опытный образец блока БРТ был изготовлен с учетом результатов моделирования (прежде всего была разработана новая версия встроенного программного обеспечения) и предварительные испытания продемонстрировали эффективность проведенной доработки – опытный образец обеспечил выполнение всех требований по назначению и блок БРТ был признан годным для представления на летные испытания самолета Л-39 с модернизированным двигателем АИ-25ТЛШ.

Блок БРТ в принятом профиле успешно прошел ряд предусмотренных техническим заданием испытаний:

- летные, в составе самолета Л-39 с модернизированным двигателем АИ-25ТЛШ;
- межведомственные, в составе двигателя АИ-25ТЛШ на стенде ГП ЗМКБ «Ивченко-Прогресс»;
- межведомственные «автономные».

Общий вид блока БРТ показан на рис. 1.



Рис. 1. Блок регулирования температуры БРТ разработки ОАО «Элемент»

Данные для сравнения основных параметров и функций регулятора РТ12 [3] и блока БРТ приведе-

ны в табл. 1.

Испытания подтвердили, что в результате разработки создан блок, обеспечивающий четырехкратное снижение погрешности измерений температуры по сравнению с заменяемым прототипом, предоставляющий дополнительные возможности в эксплуатации (регулировки, настройки, выдача данных в бортовой регистратор), имеющий дополнительный технологический канал и при этом обладающий

массой в пять раз меньшей, чем масса прототипа.

Следует отметить, что использование современной элементной базы, то есть комплектующих с повышенной степенью интеграции, обеспечив снижение массы при расширении функциональных возможностей, гарантирует также повышение надежности блока БРТ по сравнению с регулятором РТ12, являющимся относительно старой (снятой с производства) разработкой.

Таблица 1

Сравнительные характеристики регулятора РТ-12 и блока БРТ

Наименование параметра, функции	Численное значение параметра	
	БРТ	РТ12-6
Погрешность измерений, °С	±3	±12
Масса, кг	0,7	3,5
Возможность оперативного изменения настройки температуры ограничения с передачей данных по цифровому каналу в КПА	обеспечена	отсутствует
Возможность оперативной регулировки уровня повышения настроек с передачей данных по цифровому каналу в КПА	обеспечена	отсутствует
Выдача данных в бортовой регистратор	обеспечена	отсутствует
Технологический канал, обеспечивающий визуализацию параметров и запись базы данных при стендовых испытаниях	имеется	отсутствует
Возможность оперативного переключения на работу с любым из двух типов термопар	имеется	отсутствует
Функция ЧР – повышение температуры ограничения по дискретному сигналу со стенда или с борта	имеется	отсутствует
Примечание – функция ЧР реализована при доработке блока БРТ для работы в составе двигателя ТВЗ-117ВМА		

Еще одним достоинством новой разработки является заложенная во встроенном программном обеспечении возможность редактирования с целью адаптации изделия к различным моделям ГТД. Эта возможность была использована разработчиком для обеспечения испытаний блока в составе двигателя ТВЗ-117ВМА на двигательном стенде ОАО «Мотор Сич».

Требования к доработке блока и Программа испытаний были разработаны совместно с ОАО «Мотор Сич». Испытания успешно проведены в

запланированном объеме, в том числе исследовано функционирование блока в режимах ПРИЕМИСТОСТЬ и 1 КРЕЙСЕРСКИЙ с имитацией забросов температуры.

Технологический канал блока БРТ был использован для регистрации результатов испытаний – на рис. 2, 3 показаны графики изменения температуры в процессе отработки забросов на режиме 1 КРЕЙСЕРСКИЙ:

- рис. 2 отражает динамику регулирования при пошаговых забросах температуры до значений, ле-

жащих в диапазоне от 559,4 до 530,8 °С с шагом 5... 8 °С,

- на рис. 3 показана отработка резкого заброса на 30 °С.

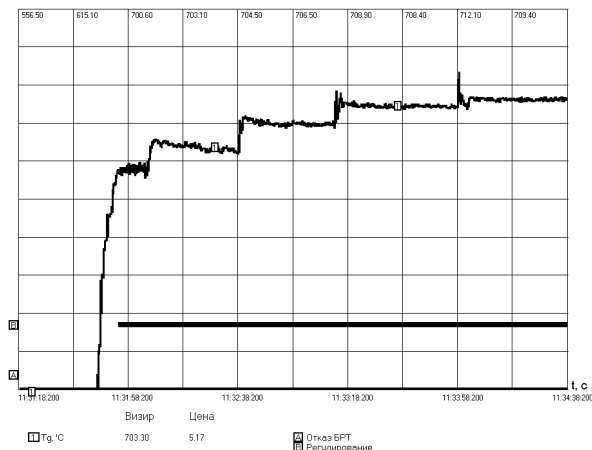


Рис. 2. Отработка забросов температуры блоком БРТ

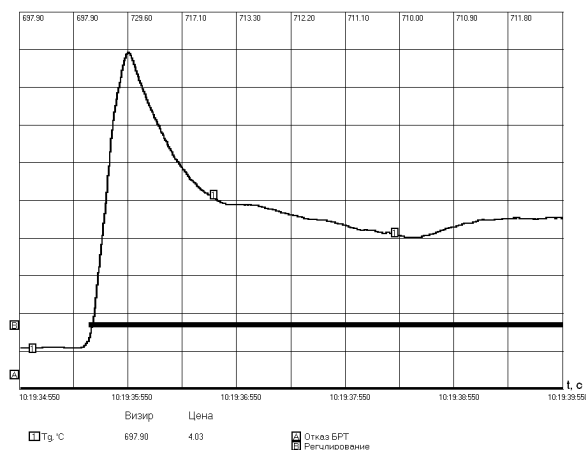


Рис. 3. Отработка блоком БРТ резкого заброса температуры на 30 °С

Заключение

1. В рамках рассматриваемой работы ОАО «Элемент» создан современный блок регулирования температуры выходящих газов БРТ, обеспечивающий замену устаревшего регулятора РТ12 и отличающийся рядом преимуществ, в том числе

снижением погрешности измерений температуры в четыре раза. Блок в профиле, предназначенном для модернизируемого ГТД АИ-25ТЛШ, прошел комплекс испытаний, включая летные.

2. В разработанном блоке БРТ предусмотрена возможность посредством доработки встроенного программного обеспечения адаптировать блок к работе в составе ГТД другого типа. Эта возможность была реализована для обеспечения испытаний блока в составе двигателя ТВЗ-117ВМА на двигательном стенде. Программа испытаний выполнена успешно.

3. Перспективы работы заключаются в разработке алгоритмов регулирования температуры выходящих газов для ГТД различных типов и адаптации блока БРТ к обеспечению режимов возможно большего количества типов двигателей.

Литература

1. Шереметьев А.В. Анализ опыта эксплуатации зарубежных ГТД по техническому состоянию // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2003. – № 5 (40). – С. 5-8.
2. Миргород В.Ф., Грудинкин В.М. Имитационное моделирование и управление температурным режимом ГТД АИ-25 ТЛШ // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2006. – № 8 (34). – С. 42-45.
3. Регулятор температуры РТ12-6 2-й серии. Техническое описание и руководство по эксплуатации. – М.: Машиностроение, 1975. – 340 с.

Поступила в редакцию 28.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Нестеренко, Одесский национальный политехнический университет, Одесса.

УДК 681.5

Л.Л. ЯЦКО, Р.А. ТРОФИМЕНКО, В.Д. КОРОЛЮК

ОАО «НТК «Электронприлад», Киев, Украина

ОРГАНИЗАЦИЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ЗАЩИТЫ СИЛОВОЙ ТУРБИНЫ В БЛОКЕ БУК-МС2 САУ ВГТД АИ-450-МС САМОЛЕТА АН-148

Рассмотрено построение системы контроля и защиты современных авиационных двигателей от нештатных ситуаций.

модуль автоматической защиты силовой турбины, авиационный двигатель, нештатная ситуация, самолет АН-148,

Введение

В настоящий момент актуальной является задача защиты двигателя от разрушения вала ротора силовой турбины, возникающая при рассмотрении построения системы контроля и защиты современных авиационных двигателей от нештатных ситуаций [1].

В открытой литературе данных об инцидентах с авиадвигателями, связанных с разрушением роторов, нам найти не удалось, но, судя по тому, что данный пункт является обязательным в «Технических заданиях на разработку электронных двигателей регуляторов», а на Западе такие устройства применяются давно и очень широко, проблема действительно стоит очень остро.

Постановка задачи. В соответствии с требованиями Технического задания на БУК-МС2 необходимо в рамках проекта разработать независимый модуль автоматической защиты силовой турбины с отдельным источником питания и запитанный от отдельной самолетной шины, со своим контролем и формирователями сигнала на клапана подачи рабочего топлива.

Изложение основного материала

При условии $n_{СТ} = (105 \pm 1)\%$ должна выдаваться команда на прекращение подачи рабочего топлива ($i_{РТ1АЗСТ}$, $i_{РТ2АЗСТ}$) за время не более 0,03 с (!!!), с последующим снятием при $n_{СТ} < 68\%$.

Чувствительность входного каскада модуля АЗСТ должна быть не хуже $(0,5 \pm 0,2)$ В. Время формирования признака и команды на прекращение подачи рабочего топлива подтверждается расчетом.

При срабатывании АЗСТ (появлении сигналов $i_{РТ1АЗСТ}$, $i_{РТ2АЗСТ}$) – резервный контур управления от блока, блок должен формировать информационные сообщения для предупреждения экипажа о нештатном останове двигателя и регистрации в бортовой системе технического обслуживания для дальнейшего анализа наземным техническим персоналом, а также сформировать на прекращение подачи рабочего топлива ($i_{РТ1}$, $i_{РТ2}$) – основной контур управления блока, с последующим снятием при $n_{ТК} \leq 8\%$ и $n_{СТ} \leq 6\%$, и иные команды управления исполнительными механизмами ВСУ.

Функциональная схема организации защиты силовой турбины ВГТД АИ-450-МС представлена на рис. 1.

Порог срабатывания модуля АЗСТ настроен на более высокий уровень, чем уровень, установленный программно в устройстве центрального вычислителя. Приоритет в останове двигателя по предельной частоте раскрутки ротора силовой турбины отдается микропроцессорной системе, если же градиент роста оборотов очень велик, что характерно для разрушенного вала, то срабатывает независимый

защитный модуль. Таким образом, модуль является надсистемной защитой силовой турбины.

В процессе работы над проектом БУК-МС2 остро стал вопрос: «Как остановить двигатель в случае возникновения фатальной ошибки?». Такой ошибкой может быть зависание процессорной системы из-за сбоев в программном обеспечении или источнике питания, отказ управляющих формирователей в основном тракте управления и т.д. Мы решили нарастить функции АЗСТ дополнительными функциями, такими как останов ВСУ при появлении сигнала БУК ОТКАЗ, останов ВСУ при одновременном пропадании питания по левому и правому бортам, а также аварийный останов ВСУ по кнопке АВАРИЙНЫЙ ОСТАНОВ. На рис. 2 приведена функ-

циональная схема дополнительных защитных функций модуля АЗСТ.

Реализованное по такой функциональной схеме устройство. Входной сигнал Nct3 (Nct4) в виде частоты поступает на вход усилителя-ограничителя УО1 (УО2), на выходе которого получаем меандр той же частоты с амплитудой 10 В.

Преобразованный сигнал поступает на преобразователь частота-напряжение П1 F/U (П2 F/U), на выходе которого получаем напряжение прямо пропорциональное частоте входного сигнала.

Полученное напряжение поступает на вход порогового устройства ПУ1 (ПУ2), которое обеспечивает пороги срабатывания и отпускания модуля при заданных величинах частоты входного сигнала.

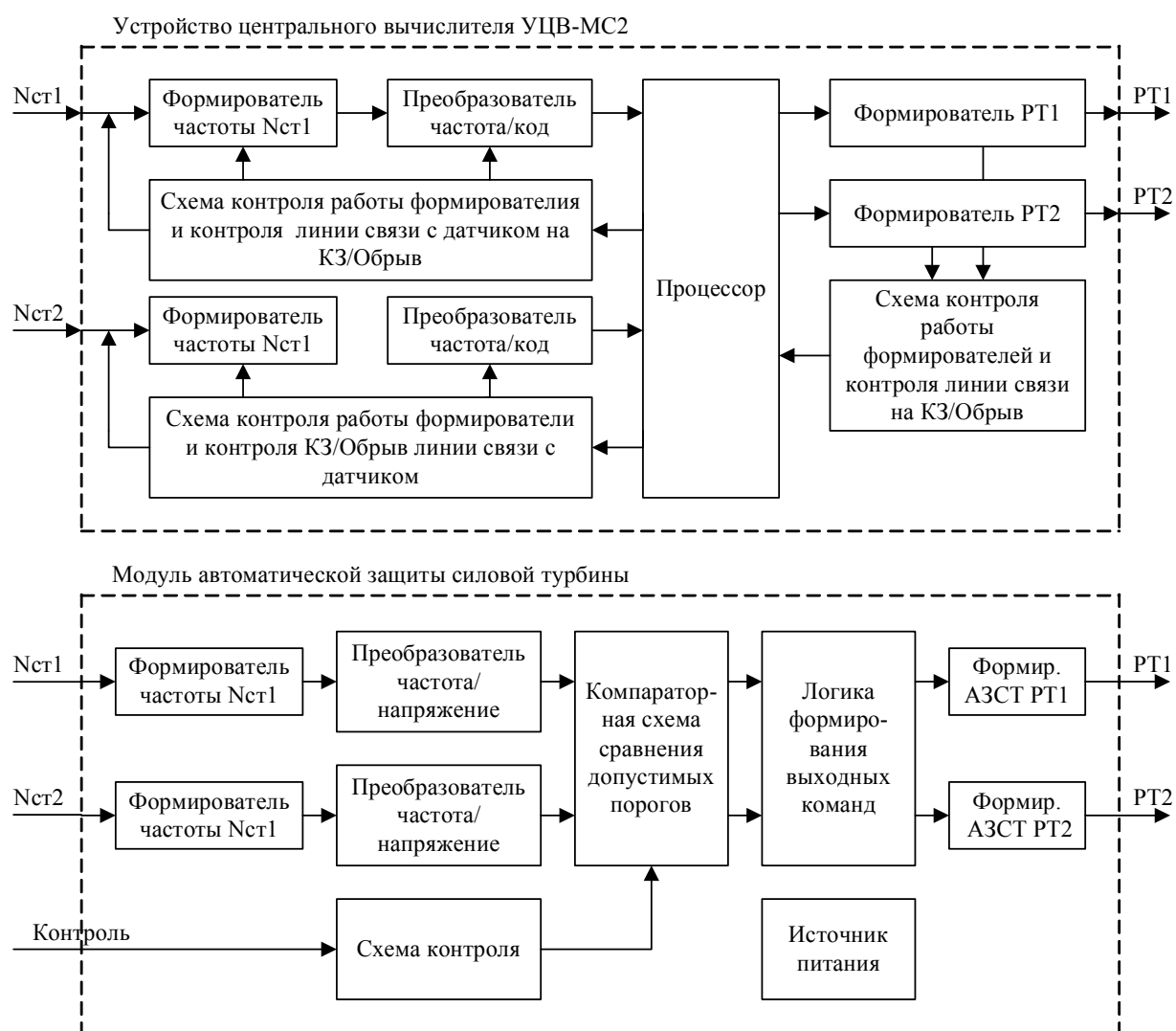


Рис. 1. Функциональная схема защиты силовой турбины ВГТД АИ-450-МС

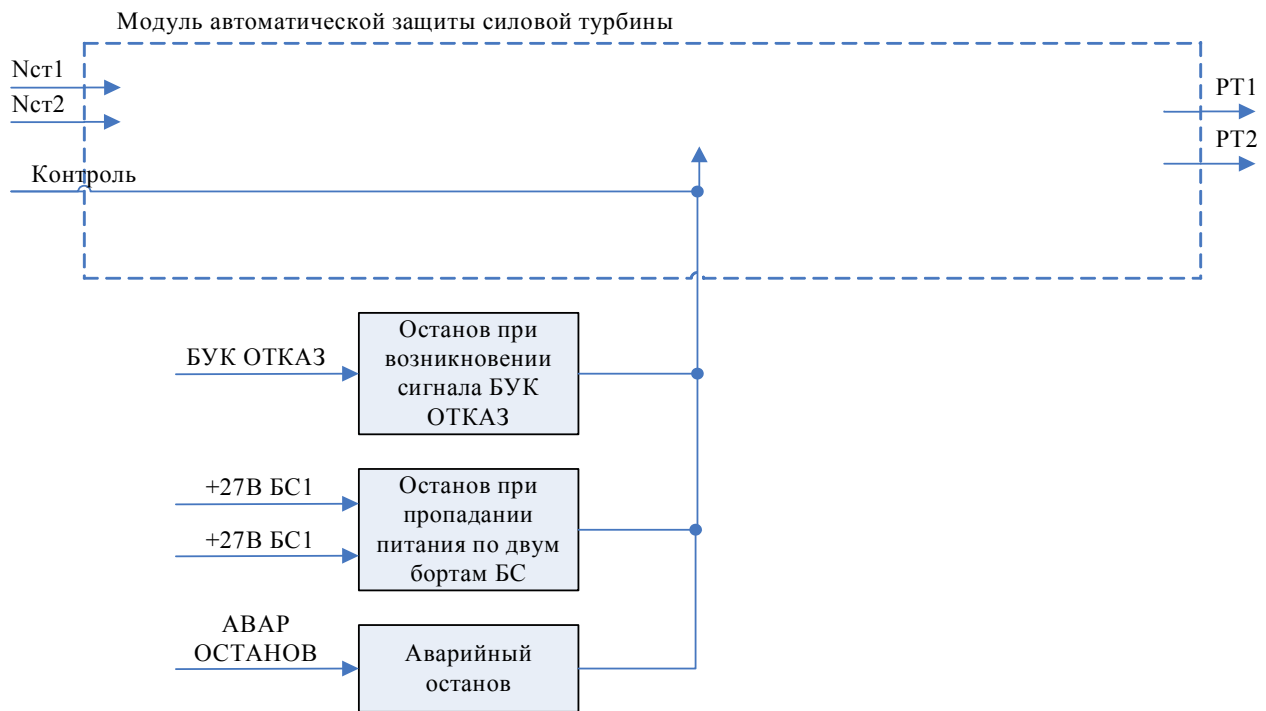


Рис. 2. Дополнительные защитные функции, реализуемые модулем АЗСТ

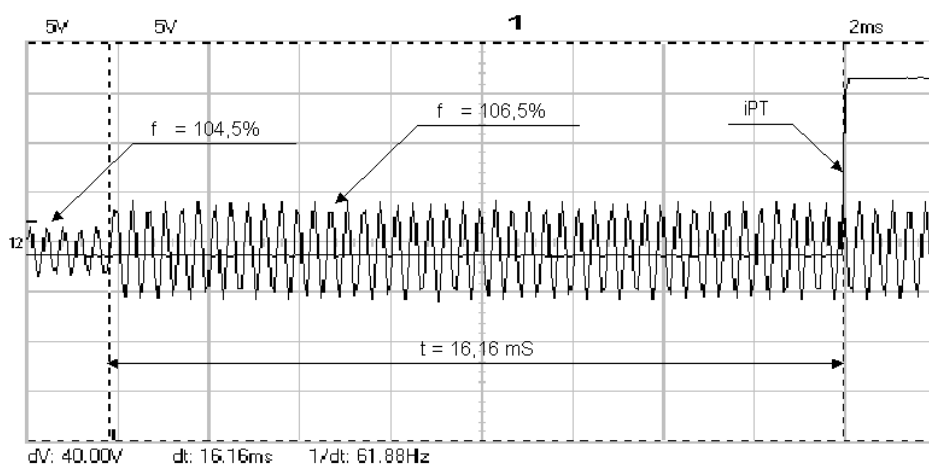


Рис. 3. Проверка быстродействия срабатывания АЗСТ в лабораторных условиях

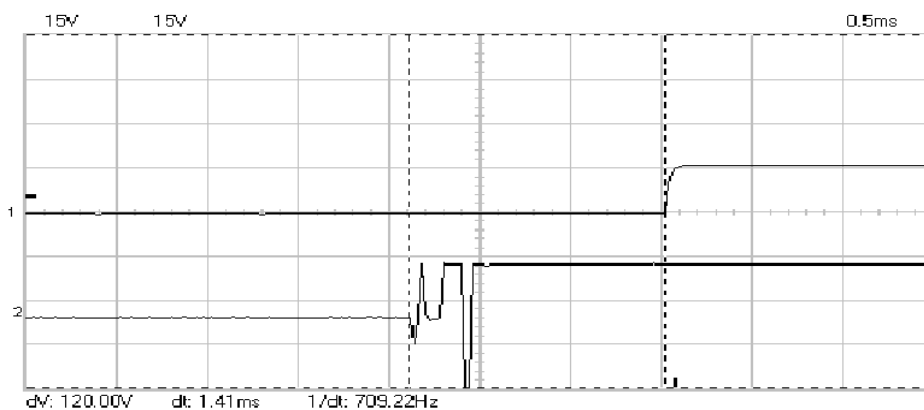


Рис. 4. Проверка быстродействия срабатывания АЗСТ при выполнении аварийного останова

Ключевая схема Кл.1 (Кл2) обеспечивает выдачу напряжения +27 В в цепь РТ1 (РТ2) при наличии на входе лог."1".

Источником сигналов являются синусоидальный сигнал с датчиков оборотов с характеристиками:

- диапазон частоты 0 – 5000 Гц;
- амплитуда сигнала 0,5 – 15 В.

Пороги выдачи команд РТ1, РТ2 и их снятие в диапазоне температур от -55°C до $+55^{\circ}\text{C}$ согласно ТЗ следующие:

- а) при работе (в полете):
 - срабатывание $105\% \pm 1\%$, что соответствует частоте $2724,5 \text{ Гц} \pm 26 \text{ Гц}$;
 - отпускание менее 9% , что соответствует частоте $233,5 \text{ Гц}$;
- б) при контроле (на земле):
 - срабатывание $50\% \pm 1\%$, что соответствует частоте $1297 \text{ Гц} \pm 26 \text{ Гц}$;
 - отпускание менее 9% , что соответствует частоте $233,5 \text{ Гц}$.

В процессе дальнейшей опытной эксплуатации модуля в составе САУ ВГТД АИ-450-МС на самолете АН-148 мы обнаружили, что данное устройство является идеальным сторожем при возникновении отказов в системе топливопитания двигателя. Отказы насоса-дозатора, при которых терялось управление расходом топлива, возникали несколько раз, при этом они очень быстро парировались модулем АЗСТ.

Такие отказы характеризуются тем, что топливо начинает неконтролируемо литься в камеру сгорания, при этом градиенты роста оборотов хотя и ниже, чем теоретические, но тем не менее настолько велики, что дискретность измерения процессорной системы не позволяет ей оперативно отреагировать на такого рода отказы.

На рис. 3 показан график, полученный в ходе лабораторных исследований, иллюстрирующий время срабатывания АЗСТ. Изменение амплитуды частотного сигнала иллюстрирует момент изменения частоты. Срабатывание модуля привязано к частоте входного сигнала, и изменение амплитуды является удобной точкой привязки для отсчета времени. Быстродействие модуля, при скачкообразном изменении частоты входного сигнала, составила $16,16 \text{ мс}$, при разрешенных по ТЗ – 30 мс .

Быстродействие срабатывания модуля при нажатии на кнопку АВАРИЙНЫЙ ОСТАНОВ (рис. 4) также составило $1,41 \text{ мс}$.

Нашими специалистами не были зафиксированы случаи ложного срабатывания (останова ВГТД от АЗСТ) модуля ни во время испытаний на электромагнитную совместимость во время межведомственных испытаний ни в процессе ЛКИ самолета АН-148.

Выводы

Таким образом, в результате работ по разработке САУ ВГТД АИ-450-МС, специалистами нашего предприятия была разработана защитная функция, соответствующая устройству с отличными показателями надежности и быстродействия.

Литература

1. Технический отчет по результатам отработки модуля АЗСТ во время ЛКИ АН-148. – К.: НТК «Электронприлад», 2007. – 340 с.
2. РЭ на блок БУК-МС2, 8ИЗ.035.107 РЭ.

Поступила в редакцию 28.05.2007

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

УДК 621.455 : 534.12

Н.В. ХОРЯК

Институт технической механики НАНУ и НКАУ, Украина

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ МНОГОКОНТУРНОЙ ДИНАМИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «ЖРД – КОРПУС РН» ПО СПЕКТРУ МАТРИЦЫ: МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ И ПРИЛОЖЕНИЕ

Представлена методика анализа устойчивости многоконтурной линейной динамической системы “жидкостная ракетная двигательная установка (ЖРДУ) – корпус ракеты-носителя (РН)” по спектру матрицы с учетом запаздываний в уравнениях динамики газовых трактов двигателя. Эффективность изложенной методики продемонстрирована на примере анализа динамического взаимодействия корпуса РН и ЖРДУ, в которой система питания ЖРД неустойчива по отношению к кавитационным колебаниям в насосе горючего.

ЖРДУ, продольная устойчивость жидкостной РН, кавитационные колебания, параметры собственных колебаний системы с демпфированием, частотные характеристики, спектр матрицы

Введение

Современные жидкостные РН как объекты регулирования представляют собой сложные многоконтурные неконсервативные динамические системы “ЖРДУ – корпус РН”. Неустойчивость этих систем может быть обусловлена как динамическим взаимодействием устойчивых подсистем ЖРДУ с корпусом РН в период работы маршевых двигателей первой или второй ступени РН, так и неустойчивостью отдельных подсистем ЖРД [1 – 6].

Теоретическое исследование динамического взаимодействия ЖРДУ и корпуса РН проводится на основе моделирования низкочастотной динамики ($f_{\max} = 30 - 50$ Гц) системы “ЖРДУ – корпус РН” и анализа ее устойчивости по первому приближению Ляпунова. Учитывая, что многоконтурная система “ЖРДУ – корпус РН” может включать в себя неустойчивые подсистемы, и в ней могут реализовываться режимы многочастотной неустойчивости, для анализа устойчивости этой системы методом частотных характеристик необходимо применять обобщенный критерий Найквиста, что значительно снижает оперативность расчетов и резко увеличивает трудоемкость анализа. Конструктивным подходом к анализу устойчивости таких систем является

подход, основанный на решении проблемы собственных значений [3, 6]. Он одинаково эффективен для одноконтурных и многоконтурных систем, независимо от количества неустойчивых подсистем и реализовавшихся в каждом конкретном случае механизмов потери устойчивости.

Постановка задачи. Модель динамической системы “ЖРДУ – корпус РН” включает в себя уравнения динамики питающих магистралей, агрегатов ЖРД и соединяющих их гидравлических и газовых трактов и уравнения продольных колебаний корпуса РН [2]. Корпус РН обычно представляется несколькими независимыми осцилляторами, которые имитируют продольные колебания его низших тонов и описываются обыкновенными дифференциальными уравнениями (ОДУ) в главных обобщенных координатах [1]. В низкочастотном диапазоне ($0, f_{\max}$) элементы ЖРД, проточные части турбин и насосов, топливные магистрали, имеющие малую длину (по сравнению с длиной акустической волны) рассматриваются как элементы с сосредоточенными параметрами, и их динамика описывается ОДУ (напр., [1 – 5]). Акустически длинные гидравлические магистрали (напр., линия питания ЖРД компонентом топлива от дальнего бака) моделируются цепочкой конечных элементов, каждый из которых

представляет один участок магистрали. Необходимая точность описания волновых явлений в длинной гидравлической линии обеспечивается выбором надлежащего количества звеньев в цепочке, оптимальной длины участков магистрали и другими факторами [2].

При описании динамики элементов газового тракта – камеры сгорания (КС), газогенератора (ГГ) и газовада (ГВ) – кривые выгорания топлива и переноса температур заменяются ступенчатыми функциями, то есть звеньями с чистым запаздыванием. Тогда нестационарное неизотермическое движение газа в элементах газового тракта ЖРД описывается дифференциальными и алгебраическими уравнениями с запаздывающим аргументом [2].

Таким образом, математическая модель низкочастотной динамики системы “ЖРДУ – корпус РН” может быть представлена системой N линейных (линеаризованных) уравнений в вариациях:

$$\sum_{j=1}^N [\hat{c}_{ij} d(\delta \dot{x}_j) + c_{ij} \delta \dot{x}_j + d_{ij} \delta x_j (t - \tau_{ij})] = 0, \quad (1)$$

$$i = 1, \dots, N,$$

где δx_j – отклонение переменной x_j от ее установившегося значения; t – текущее время; τ_{ij} – время запаздывания.

В некоторых уравнениях системы (1) отсутствуют все члены с первой производной и (или) запаздыванием. Иногда в линейную математическую модель динамики системы “ЖРДУ – корпус РН” вводятся экспериментальные или расчетные частотные характеристики (ЧХ) отдельных агрегатов ЖРД.

Для выполнения анализа продольной устойчивости жидкостной РН по спектру матрицы математическая модель системы “ЖРДУ – корпус РН” должна быть представлена системой ОДУ в форме Коши:

$$d\vec{x}(t)/dt = A\vec{x}(t), \quad (2)$$

где $\vec{x} = [\delta x_1, \dots, \delta x_n]$ – вектор-столбец переменных системы; $A = [a_{ij}]$ – матрица размера $n \times n$ коэффициентов системы.

Спектр матрицы A неконсервативной системы состоит из комплексно-сопряженных собственных значений $\lambda_{i,i+1} = -\alpha_i \pm j\omega_i$ ($i = 1, 3, \dots, 2n_c - 1$) и действительных собственных значений $\lambda_i = -\alpha_i$ ($i = 2n_c + 1, \dots, n$). Каждая пара комплексно-сопряженных собственных значений (т.н. комплексных частот колебаний) определяет собственную частоту колебаний $f_i = \omega_i / 2\pi$ системы (2) и показатель их затухания $\delta_i = \alpha_i / f_i$ на частоте f_i . Доминирующими являются собственные значения с наименьшими α_i при условии, что $f_i \leq f_{\max}$. Наличие хотя бы одного собственного значения с $\alpha_i < 0$ является признаком неустойчивости системы. Для устойчивой системы наименьшее значение δ_i может быть использовано в качестве показателя запаса устойчивости [7]. Определение причин неустойчивости, путей стабилизации системы или повышения запаса ее устойчивости, оценка робастной устойчивости [8] и другие задачи являются предметом более детального анализа.

В представляемой методике анализа устойчивости динамической системы “ЖРДУ – корпус РН” (ее схема показана на рис. 1) условно выделены два этапа: построение и преобразование математической модели к системе ОДУ в форме Коши; выполнение анализа устойчивости системы “ЖРДУ – корпус РН” на основе решения проблемы собственных значений. Для расчета спектра матрицы системы “ЖРДУ – корпус РН”, имеющей большую размерность и общую несимметричную форму, использовался QR-алгоритм.

1. Преобразование математической модели системы “ЖРДУ – корпус РН” к системе ОДУ в форме Коши

Преобразование математической модели продольных колебаний жидкостной РН для последующего выполнения анализа устойчивости системы “ЖРДУ – корпус РН” по спектру матрицы преду-

считывает приближенную замену звеньев запаздывания и ЧХ в модели ЖРД системой ОДУ [9]. Переход от звена запаздывания $\tilde{x}(t) = x(t - \tau)$ к системе ОДУ производится на основе аппроксимации его передаточной функции $W_e(p\tau) = \frac{\tilde{x}(t)}{x(t)} = e^{-p\tau}$ дробно-рациональной функцией $W_z(p\tau)$:

$$W_z(p\tau) = \sum_{k=1}^{m_\tau} v_k(p\tau)^k / \sum_{k=1}^{n_\tau} u_k(p\tau)^k, \quad (3)$$

где p – комплексная переменная преобразования Лапласа при нулевых начальных условиях.

Дробно-рациональной передаточной функции (3) соответствует ОДУ:

$$\sum_{k=0}^{n_\tau} u_k \tau^k \cdot d^k \tilde{x} / dt^k = \sum_{k=0}^{m_\tau} v_k \tau^k \cdot d^k x / dt^k. \quad (4)$$



Рис. 1. Схема выполнения анализа устойчивости динамической системы “ЖРДУ – корпус РН” на основе решения проблемы собственных значений

Для приближенной замены функции $W_e(p\tau) = e^{-p\tau}$ аппроксимантом $W_z(p\tau)$ вида (3) могут быть использованы дробные ряды Паде, ряды Тейлора, Пэйнтера и др. Выбор аппроксиманта производится с учетом допустимой погрешности аппроксимации передаточной функции звена запаздывания или частотных характеристик ЖРД по каналу

продольной устойчивости частотном диапазоне $0 < \omega \leq 2\pi f_{\max}$ [7, 9].

Аналогичным образом можно перейти от частотных характеристик к ОДУ: в частотном диапазоне $0 < \omega \leq 2\pi f_{\max}$ ЧХ аппроксимируется дробно-рациональной функцией $W_o(j\omega)$ вида (3), коэффициенты которой определяются методом наименьших квадратов. Формально полагая $j\omega = p$, этой функции ставим в соответствие ОДУ вида (4).

Использование описанных приемов позволяет преобразовать математическую модель системы “ЖРДУ – корпус РН” к дифференциально-алгебраической системе следующего вида

$$\hat{B} \frac{d\tilde{x}(t)}{dt} + B\tilde{x}(t) = 0, \quad (5)$$

где $\hat{B} = [\hat{b}_{ij}]$, $B = [b_{ij}]$ – квадратные матрицы коэффициентов системы ($\det B = 0$).

Для приведения системы (5) к форме Коши (2) применяется модифицированный метод исключения Гаусса [10].

2. Анализ устойчивости системы “ЖРДУ – корпус РН” на основе решения проблемы собственных значений

Изложенная выше методика использована для анализа продольной устойчивости первой ступени двухступенчатой жидкостной РН, в которой маршевый ЖРД выполнен по схеме с дожиганием окислительного генераторного газа. В математической модели низкочастотной динамики рассматриваемой системы “ЖРДУ – корпус РН” учитывались два низших тона продольных колебаний корпуса РН, обе линии питания ЖРД компонентами топлива – окислителем (О) и горючим (Г), кавитационные явления в ШЦН и запаздывания (9 звеньев) в уравнениях динамики КС, ГГ и ГВ. При переходе от звеньев запаздывания к ОДУ использовались аппроксиманты Паде. В соответствии с методикой [7, 9] порядок аппроксиманта передаточной функции звена запаздывания $\tilde{x}_i(t) = x_i(t - \tau_{ij})$ выбирался с учетом влияния запаздывания τ_{ij} на коэффициенты

усиления ЖРД по каналу “давление на входе в ЖРД – давление в КС”.

Анализ устойчивости системы “ЖРДУ – корпус РН” выполнялся на основе расчета спектра матрицы и приближенной декомпозиции модели ЖРДУ по двум схемам. В первой схеме модель ЖРДУ расчленялась на подсистемы “питающая магистраль О – насосы О – напорная магистраль О” и “питающая магистраль Г – ЖРД (линия Г)”, а во второй – на подсистемы “питающая магистраль Г – насосы Г – напорная магистраль Г” и “питающая магистраль О – ЖРД (линия О).

В результате расчета спектра матрицы системы “ЖРДУ – корпус РН” установлено, что рассматриваемая система неустойчива, и определены параметры ее собственных колебаний. Расчет и анализ спектров матриц указанных выше подсистем позволил выяснить причины неустойчивости системы.

На рис. 2, 3 показаны расчетные зависимости собственных частот f_i ($f_i \leq f_{\max}$, $f_{\max} = 30$ Гц) и показателей затухания δ_i колебаний системы “ЖРДУ – корпус РН” от времени полета РН. Цифрами 1, 2 на рис. 2 обозначены частоты, близкие к частотам I-го и II-го тона собственных продольных колебаний корпуса РН, а цифрами 3 и 4 – к низшим частотам колебаний жидкости в питающих магистралях О и Г. Кривые 5 и 6 на рис. 2 и 3, а представляют результаты расчета без учета кавитационных явлений в насосе горючего (т.е. в случае, когда подсистема “питающие магистрали – ЖРД” устойчива). Нумерация показателей затухания колебаний на рис. 3 соответствует нумерации частот на рис. 2.

Из рисунков следует, что на различных интервалах времени в системе “ЖРДУ – корпус РН” имеются нарастающие колебания (с отрицательным показателем затухания) на одной, двух и трех собственных частотах колебаний одновременно.

Неустойчивость (нарастание колебаний) системы на частотах f_2 и f_1 ($\delta_2 < 0$ при $0 \leq t < 15$, $\delta_1 < 0$ при $12 < t < 32$) обусловлена резонансным взаимодействием корпуса РН и ЖРДУ, которое происходит

при сближении собственных частот I-го и II-го тона колебаний корпуса РН с частотой колебаний жидкости в линии питания ЖРД окислителем.

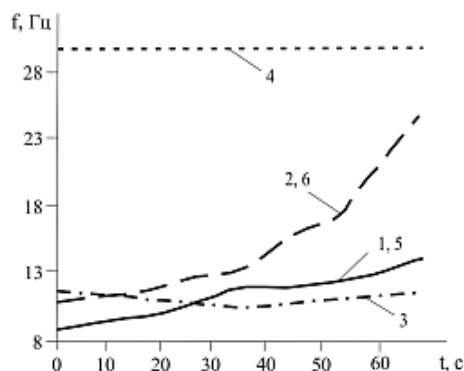


Рис. 2. Нижние собственные частоты колебаний системы “ЖРДУ – корпус РН”

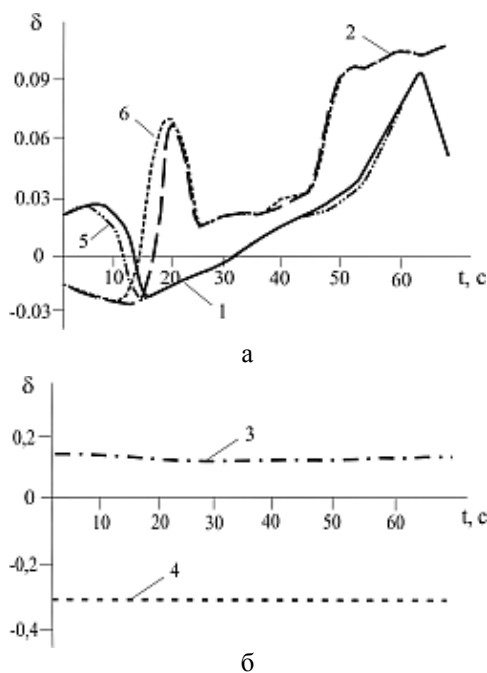


Рис. 3. Показатели затухания собственных колебаний системы “ЖРДУ – корпус РН”

Причиной неустойчивости системы “ЖРДУ – корпус РН” на частоте колебаний f_4 ($\delta_4 < 0$ на всем интервале времени) является неустойчивость ЖРДУ по отношению к кавитационным колебаниям в линии питания ЖРД горючим (т.е. неустойчивость подсистем “питающая магистраль Г – ЖРД (линия Г)” и “питающая магистраль Г – насос Г – напорная магистраль Г”). Таким образом, при $0 \leq t < 32$ система “ЖРДУ – корпус РН” неустойчи-

ва по отношению к продольным колебаниям РН (на частотах I-го, II-го или одновременно двух тонов продольных колебаний корпуса РН), и кавитационным колебаниям в линии питания ЖРД горючим.

Сравнение кривых 1, 2 с кривыми 5, 6 на рис. 3, а позволяет оценить влияние фактора неустойчивости линии горючего на продольную устойчивость жидкостной РН. Из рис. 3, а следует, что система “ЖРДУ – корпус РН” с неустойчивой линией горючего теряет устойчивость по отношению к продольным колебаниям (на частотах f_1, f_2) позже, чем с устойчивой, и имеет меньшую зону неустойчивости.

Заключение

Изложены основные положения методики анализа устойчивости многоконтурной динамической системы “ЖРДУ – корпус РН” по спектру матрицы с учетом запаздываний в уравнениях динамики элементов газовых трактов ЖРД. На примере системы “питающие магистрали – ЖРД с окислительной схемой дожигания генераторного газа – корпус РН” показана эффективность предложенной методики анализа устойчивости при реализации в многоконтурной динамической системе режимов многочастотной неустойчивости, в частности, когда система, неустойчивая на частоте, близкой к частоте кавитационных колебаний в линии питания ЖРД горючим, имеет зоны неустойчивости на частотах, близких к частотам собственных продольных колебаний корпуса РН (I-го, II-го или обоих тонов). Установлено, что неустойчивость ЖРДУ по отношению к кавитационным колебаниям в насосе горючего может оказаться фактором, который оказывает некоторое стабилизирующее влияние на продольную устойчивость РН.

Литература

1. Натанзон М.С. Продольные автоколебания жидкостной ракеты. – М.: Машиностроение, 1977. – 208 с.
2. Теория автоматического управления ракетными двигателями / А.А. Шевяков., В.М. Калнин,

Н.В. Науменкова, В.Г. Дятлов. – М.: Машиностроение, 1978. – 287 с.

3. Oppenheim B.W., Rubin S. Advanced Pogo Stability Analysis for Liquid Rockets // Spacecraft and Rockets. – 1993. – Vol. 30, № 3. – P. 360-373.
4. Pilipenko V.V. Providing the LPRE - Rocket Structure Dynamic Compatibility // AIAA Paper 93-2422, Monterey, CA, June 1993.
5. Пилипенко В.В., Задонцев В.А., Натанзон М.С. Кавитационные колебания и динамика гидросистем. – М.: Машиностроение, 1977. – 352 с.
6. Хоряк Н.В., Задонцев В.А., Николаев А.Д. Технология анализа динамической устойчивости ракет-носителей с ЖРД по спектру матрицы // Тр. Междунар. конф. Научно-технические проблемы космонавтики и ракетостроения (апр. 23-25, 1996 г.). – Калининград, Московской обл.: ЦНИИМАШ. – С. 253-254.
7. Хоряк Н.В., Николаев А.Д. Декомпозиция и анализ устойчивости динамической системы “питающие магистрали – маршевый ЖРД с окислительной схемой дожигания генераторного газа” // Техническая механика. – 2007. – № 1. – С. 30-42.
8. Хоряк Н.В., Николаев А.Д. Анализ устойчивости летательных аппаратов в условиях неполной информации // Динамика гидромеханических систем летательных аппаратов. – К.: Наук. думка, 1992. – С. 10-18.
9. Хоряк Н.В., Чернявский О.Е. К оценке устойчивости систем с запаздываниями по спектру матрицы // Динамика гидросистем энергетических установок летательных аппаратов. – К.: Наук. думка, 1991. – С. 16-23.
10. Хоряк Н.В. Об одном алгоритме приведения системы линейных алгебраических и дифференциальных уравнений первого порядка к форме Коши // Гидрогазодинамика технических систем. – К.: Наук. думка, 1985. – С. 178-185.

Поступила в редакцию 4.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.А. Задонцев, Корпорация «ВЕСТА», Днепропетровск.

УДК 629.7.036.001

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

АНАЛИЗ СИСТЕМЫ ЗАПУСКА АВИАЦИОННОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ КАК ОБЪЕКТА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ

Рассмотрен подход к анализу диагностируемости системы запуска авиационного ГТД, основанный на принципах представления систем в виде ориентированных графов. Приводятся основные неисправности системы запуска и их связь с контролируемыми параметрами двигателя.

запуск, система запуска, параметры состояния, ориентированный граф, таблица функций неисправностей, математическая модель системы запуска

Введение

Не вызывает сомнения тот факт, что техническое состояние системы запуска газотурбинного двигателя (ГТД) в значительной мере определяет надежность работы двигателя. Сложные динамические процессы, протекающие в двигателе в процессе запуска, затрагивают практически все узлы ГТД, поэтому необходимо обеспечить периодический и непрерывный автоматизированный контроль работы всех элементов системы запуска в процессе ее эксплуатации.

Формулирование проблемы. Предварительный анализ системы запуска как объекта диагностирования является начальным этапом формирования методов и алгоритмов ее диагностирования. Основными задачами этого анализа являются:

- декомпозиция объекта путем выделения автономных подсистем или подсистем, имеющих слабые функциональные связи с другими подсистемами;
- определение структурного состава каждой подсистемы;
- определение параметрического состава каждой подсистемы с выявлением входных параметров и параметров состояния;
- определение возможных дефектов подсистем.

Такое рассмотрение дает исходную информацию для определения состава задач диагностирования,

формирования диагностических моделей подсистем и на их основе – алгоритмов диагностирования.

1. Состав и параметры системы запуска ГТД

Система запуска ГТД представляет собой совокупность специальных устройств и агрегатов, обеспечивающих вывод двигателя из положения покоя на минимальный режим устойчивой работы, называемый малым газом (МГ) [1].

В общем случае процесс запуска ГТД в соответствии с программой подвода мощности к ротору от пускового устройства и законом подачи топлива в камеру сгорания может быть разбит на следующие этапы:

- раскрутка ротора пусковым устройством до начала подачи топлива и его воспламенения;
- раскрутка ротора пусковым устройством и турбиной на участке работы автомата запуска, дозирующего топливо в камеру сгорания;
- раскрутка ротора только турбиной при вступлении в работу контура автоматического управления приемистостью с выходом двигателя на режим МГ.

Типичная система запуска ГТД состоит из следующих основных элементов: источника энергии (бортовой ВСУ или аккумулятора, наземных источников питания); стартера (электрического, воздушного); трансмиссии, передающей вращение от стар-

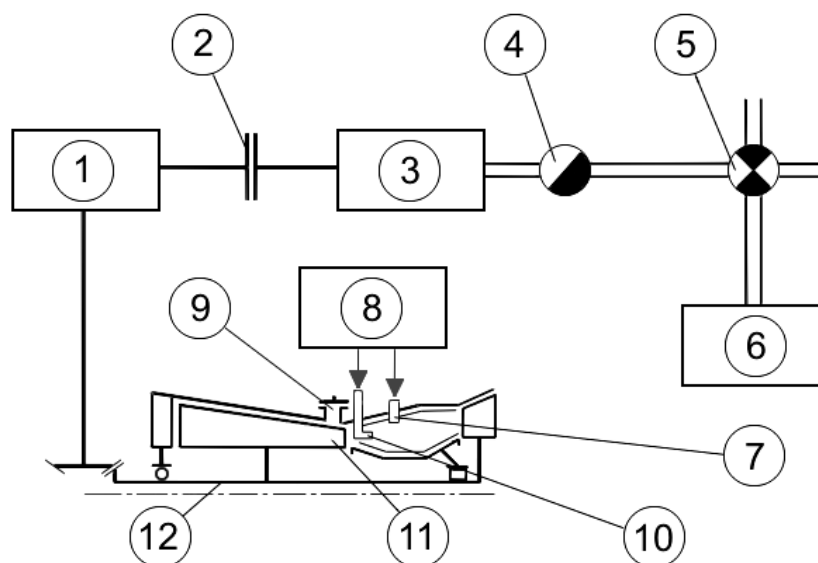


Рис. 1. Схема системы запуска ТРДД:

- | | |
|---|---|
| 1 – коробка приводов агрегатов и трансмиссия; | 7 – пусковой воспламенитель; |
| 2 – муфта; | 8 – ЭСУ; |
| 3 – воздушно-турбинный стартер; | 9 – дополнительный клапан перепуска воздуха (ДКПВ); |
| 4 – заслонка стартера; | 10 – основная топливная форсунка; |
| 5 – распределительная заслонка; | 11 – проточная часть двигателя; |
| 6 – ВСУ; | 12 – ротор |

тера к ротору ГТД; устройств воспламенения топливозвоздушной смеси (пусковых топливных форсунок и свечей зажигания), топливной системы и агрегатов системы автоматического управления (САУ), обеспечивающих запуск. На рис. 1 приведена схема системы запуска ТРДД типа Д-436 или АИ-222 разработки ГП “Ивченко-Прогресс”.

Входными параметрами, определяющими условия функционирования системы запуска, являются: напряжение в электрических цепях системы запуска; давление и температура воздуха на входе в стартер; мощность или крутящий момент, развиваемые стартером. Параметрами состояния системы являются: мощность, потребляемая ротором при запуске; частота вращения ротора; КПД элементов системы запуска (турбины ВТС, ВСУ); давления, температуры и расходы воздуха/газа в сечениях проточной части двигателя.

Измеряемые параметры и сигналы рассматриваемой системы запуска: температура газов за турбиной (T_T^*); частота вращения ротора (n) и пропорциональная ей частота вращения ротора ВТС ($n_{ВТС}$);

давление воздуха, отбираемого от ВСУ ($P_{ВСУ}^*$); давление воздуха перед сопловым аппаратом ВТС ($P_{СА}^*$); расход топлива (G_T); время от начала запуска до завершения его определенных этапов (t); положение ДКПВ ($i_{ДКПВ}$); положение распределительной заслонки ($i_{РАСП}$); положение заслонки ВТС ($i_{ВТС}$); сигнал “Помпаж” ($i_{ПОМП}$).

Часто в современных САУ формируются дополнительные сигналы, например: “Двигатель работает”, “Подача пускового топлива”, “Прекращение подачи основного топлива”, “Включение агрегатов зажигания”. Эти сигналы вырабатываются на основе измеряемых параметров и могут быть использованы для контроля работы системы запуска. В ряде случаев в ГТД в качестве дополнительного источника информации используют датчик наличия пламени в камере сгорания.

2. Функциональные связи системы запуска с другими системами ГТД

Система запуска функционально связана со следующими системами ГТД или внешними (бортовы-

ми) системами ЛА: ВСУ или аэродромным источником сжатого воздуха, или магистралью подвода (для раскрутки ВТС) воздуха от соседнего работающего двигателя; коробкой приводов (механическая связь между ротором двигателя и ротором ВТС); топливной системой; электрической системой; электронной системой управления; проточной частью; трансмиссией; маслосистемой.

Использование параметров функционально связанных систем ГТД позволяет повысить точность определения неисправностей. Например, анализ тренда времени выбега ротора после прекращения подачи основного топлива позволяет судить о состоянии трансмиссии.

3. Принципы анализа

Под неисправностью системы запуска будем понимать любое физическое изменение составляющих ее элементов, которое приводит к выходу того или иного параметра системы запуска за допустимые пределы.

В системах диагностирования технического состояния объектов алгоритмы диагностирования представляются как совокупность элементарных проверок, последовательность их реализации и правила обработки результатов этих проверок. Вследствие того, что результаты любой элементарной проверки системы запуска могут быть использованы в качестве признаков разделения множества ее возможных технических состояний на подмножества, алгоритм диагностирования системы запуска можно представить в виде ориентированного невзвешенного графа [2, 3]. Для определения каждой конкретной неисправности объекта диагностирования в общем случае существует множество возможных путей в графе, среди которых можно найти оптимальный путь, т.е. оптимальную последовательность элементарных проверок.

Граф причинно-следственных связей системы запуска – это ориентированный граф, вершины ко-

торого представляют параметры системы запуска, а дуги отражают причинно-следственные связи между соответствующими вершинами (параметрами) и всеми возможными неисправностями, влияющими на ее параметры.

4. События в системе запуска

Для построения модели контроля состояния системы запуска и представления ее в виде графа причинно-следственных связей выбираем следующие события Z_i , связанные с выходом за допускаемые пределы контролируемых параметров системы:

1. Предельная частота вращения ВТС (Z_1).
2. Отключение ВТС по превышению максимального времени работы (Z_2).
3. Превышение предельного времени запуска (Z_3).
4. Расход топлива меньше минимального (Z_4).
5. Расход топлива больше максимального (Z_5).
6. Превышение максимально допустимой температуры газов (Z_6).
7. Температура газов ниже минимальной для розжига (Z_7).
8. Давление воздуха перед СА ВТС меньше минимального (Z_8).
9. Большие потери давления воздуха в трубопроводах между ВСУ и ВТС (Z_9).
10. Частота вращения ротора ниже ХП (Z_{10}).
11. Частота вращения ротора ниже МГ (Z_{11}).
12. Малое значение производной по частоте вращения ротора (Z_{12}).
13. Большое значение производной по частоте вращения ротора (Z_{13}).
14. Помпаж (Z_{14}).

5. Основные неисправности в системе запуска

Основными возможными неисправностями S_j рассматриваемой системы запуска ГТД являются:

1. Повышенное трение в системе ротора (S_1).

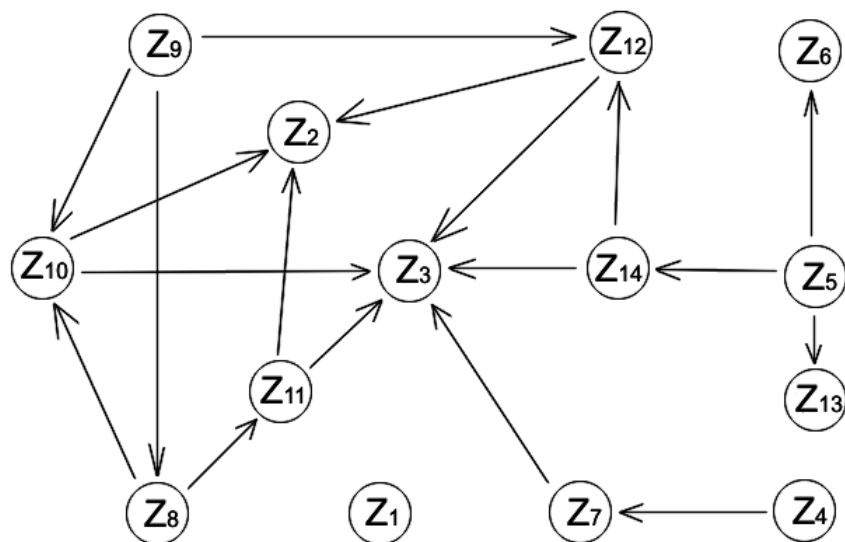


Рис. 2. Граф логических связей параметров системы запуска ТРДД

2. Повышенное трение в трансмиссии (S_2).
3. Проскальзывание муфты (S_3).
4. Невыключение муфты (S_4).
5. Разрывы приводов в трансмиссии (S_5).
6. Нераскрытие ДКПВ на запуске (S_6).
7. Неработоспособность свечей зажигания (S_7).
8. Засорение пусковых форсунок (S_8).
9. Засорение основных форсунок (S_9).
10. Отсутствие подачи пускового топлива (S_{10}).
11. Отсутствие подачи основного топлива (S_{11}).
12. Отсутствие розжига (S_{12}).
13. Отсутствие давления воздуха за ВСУ (S_{13}).
14. Неверное положение распределительной заслонки (S_{14}).
15. Неоткрытие заслонки ВТС (S_{15}).
16. Незакрытие заслонки ВТС (S_{16});
17. Заклинивание ВТС (S_{17}).
18. Неисправность ЭСУ или топливорегулирующей аппаратуры (S_{18}).
19. Разрывы или дефекты трубопроводов подачи воздуха от ВСУ к ВТС (S_{19}).

6. Анализ графа причинно-следственных связей

Логические связи между отдельными параметрами (событиями) системы запуска можно рассмот-

реть в виде графа (см. рис. 2).

Анализ графа причинно-следственных связей с наложенными неисправностями целесообразно проводить путем построения таблицы функций неисправностей (табл. 1), столбцы которой представляют собой неисправные состояния S_j системы запуска, а строки – выходы (параметры) Z_i графа, различающие неисправности.

Анализ таблицы неисправностей позволяет оценить информативность рассматриваемых параметров. В качестве показателя информативности контролируемого параметра в первом приближении можно принять количество “единиц” в строке таблицы – суммарную чувствительность данного параметра к возможным дефектам. По этим значениям параметры системы запуска располагаются следующим образом. Наибольшей информативностью, как и следовало ожидать, обладают частота вращения ротора n и значение ее производной. Следующую группу составляют параметры, связанные с различными временными интервалами t в процессе запуска, и температура газов за турбиной T^*_T . Часть дефектов (например, S_1 и S_2 ; S_{13} , S_{14} и S_{15}) невозможно разделить в связи с их одинаковым влиянием на параметры, а часть дефектов (S_{18} и S_{19}) однозначно выявляется при изменении только одного парамет-

Таблица 1

Логические связи между дефектами и событиями

Z_i	S_j																			ПИ*
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	
1	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
2	1	1	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	1	0	0	1	10
3	1	1	1	0	0	0	0	0	1	0	1	1	0	0	0	0	0	1	1	8
4	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	1	0	3
5	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	2
6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	1
7	0	0	0	0	0	0	1	1	0	1	0	1	0	0	0	0	1	0	1	6
8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	1	4
9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
10	1	1	1	0	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	9
11	1	1	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	1	1	1	16
12	1	1	1	0	1	0	1	1	1	0	1	0	1	1	0	0	1	1	1	13
13	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	3
14	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	0	2

*) ПИ – показатель информативности

ра. Все это требует перехода к количественному анализу неисправностей, в частности рассматривая погрешности измерения тех или иных параметров системы запуска.

Заключение

Результаты проведенных исследований позволяют выбрать правильное направление в планировании процесса контроля и диагностики технического состояния системы запуска ГТД.

Полученные результаты являются исходным материалом к разработке математической модели системы запуска и планированию экспериментальных работ по испытанию и доводке соответствующих алгоритмов диагностирования.

Литература

1. Алабин Г.Н. Кац Б.М. Литвинов Ю.А. Запуск авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1968. – 228 с.
2. Кеба И.В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Транспорт, 1990. – 244 с.
3. Диагностирование на граф моделях / Я.Я. Осис, Я.А. Гельфенбейн, З.П. Маркович, Н.В. Новожилова. – М.: Транспорт. 1991. – 244 с.

Поступила в редакцию 04.05.2007

Рецензент: канд. техн. наук И.И. Лобода, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

УДК 620.179.13

Б.Н. БАЖЕНОВ¹, С.И. МЕЛЬНИК², А.Г. ЧУМАКОВ¹¹ФГУП Московское машиностроительное производственное предприятие «Салют»²Харьковский национальный университет радиоэлектроники, Украина

МЕТОД ТЕПЛОВОГО КОНТРОЛЯ ЛОПАТОК ТУРБИН С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ТЕПЛОВОЙ ВОЛНЫ

Дано теоретическое обоснование возможности применения метода тепловой волны для проведения теплового контроля лопаток турбин. Проанализировано влияние неоднородности излучающей способности поверхности на эффективность контроля. Предложен алгоритм фильтрации таких артефактов. Представлены результаты компьютерного моделирования процедуры контроля.

тепловой контроль, лопатки турбин, тепловая волна, дефекты, обратная задача

Введение

Среди методов активного теплового контроля метод тепловой волны используется сравнительно редко. Это связано в первую очередь с тем, что без дополнительной обработки на термограмме поверхности внутренние теплофизические неоднородности не проявляются. Их влияние сводится лишь к незначительному изменению температурного градиента и сгущению изотерм [1]. Кроме того, артефакты, связанные с неоднородностью коэффициента излучения поверхности, зачастую существенно превышают уровень полезного сигнала. Ранее нами были разработаны теоретические основы метода и получены предварительные экспериментальные результаты [2]. Вместе с тем, низкая разрешающая способность тепловизора и недостаточная температурная чувствительность не позволили в полной мере использовать полученные результаты на практике. В последнее время появились высокочувствительные тепловизоры, которые могут обеспечить разрешающую способность до $18\mu m$ и чувствительность – до $0,002K$ [3]. Это позволяет рассчитывать на качественно новый уровень теплового контроля практически во всех существующих методах, включая и метод тепловой волны. Основы. Однако для этого могут потребоваться принципиально более точные

модели. Целью настоящей работы является построение такой модели для метода тепловой волны, иллюстрация эффективности расшифровки термограмм с помощью численного эксперимента и решение принципиальной проблемы фильтрации артефактов, связанных с неоднородностью коэффициента излучения.

1. Теплофизическая модель распределенных дефектов в лопатках

В настоящей работе мы ограничимся рассмотрением распределенных дефектов, основным признаком которых является отсутствие скачкообразного изменения теплофизических свойств. В дальнейшем эта модель может быть обобщена и на локальные дефекты.

Лопатку можно рассматривать как пластину переменной толщины $h(x, y)$ с эффективным коэффициентом теплопроводности λ и температуропроводности a (наличие каналов и конструктивных пустот в лопатке учтено в зависимости $h(x, y)$).

Математическое описание теплофизической модели базируется на трехмерном уравнении теплопроводности Фурье. Интегрируя уравнение теплопроводности по координате, перпендикулярной наблюдаемой поверхности, получим двумерное уравнение:

$$\nabla(\lambda h \nabla \tilde{T}) - (\alpha_1 + \alpha_2) \tilde{T} = c \rho h \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t}, \quad (1)$$

где
$$\tilde{T} = \frac{1}{h(x, y)} \int_{z \min(x, y)}^{z \max(x, y)} T(x, y, z) dz; \quad a$$

$h(x, y) = z \max(x, y) - z \min(x, y)$ – локальное значение толщины стенки лопатки. $c; \rho; \lambda$ – как обычно, теплофизические характеристики материала стенки (удельная теплоемкость, плотность и удельная теплопроводность), а $\alpha_1; \alpha_2$ – эффективные коэффициенты теплоотдачи на внешней и внутренней поверхностях. Отсюда можно получить формулу для расчета относительного градиента толщины $\nabla h / h$.

$$\frac{\nabla h}{h} \nabla \tilde{T} = \frac{c \rho}{\lambda} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial t} + \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{h} \tilde{T} - \nabla^2 \tilde{T}. \quad (2)$$

Из последнего уравнения видно, в частности, что в отсутствие градиента толщины правая часть (2) должна обращаться в ноль. Это и позволяет использовать ее как индикатор наличия внутренних неоднородностей. Фактически, значение левой части (2) определяется проекцией вектора $\nabla h / h$ на направление движения тепловой волны:

$$\frac{\nabla h}{h} \nabla \tilde{T} = \frac{1}{h} \left(\frac{\partial h}{\partial x} \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial y} \cdot \frac{\partial \tilde{T}}{\partial y} \right). \quad (3)$$

Отсюда следует, что для получения более полной информации о профиле поверхности необходимы результаты, по крайней мере, двух экспериментов с прохождением тепловой волны в различных (желательно перпендикулярных) направлениях.

Одним из факторов, искажающим результат восстановления профиля, можно считать наличие слагаемого $\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{h} \tilde{T}$ с неизвестным заранее значением

h . Однако оценка, сделанная на основании реальных экспериментов, показывает, что в силу малого значения критерия $Bi \approx 10^{-4}$ им можно пренебречь. Для больших значений теплоотдачи его можно приблизительно учесть, подставив номинальное значение толщины пластины в рассматриваемой точке, заданное априорно.

2. Результаты численного эксперимента

Для иллюстрации эффективности предлагаемой методики выявления неоднородностей нами был проведен численный эксперимент по прохождению тепловой волны в однородной пластине с внесенными дефектами. Был использован пакет для моделирования физических процессов «FEMLAB-3». При вычислении относительного градиента толщины, как видно из (2), (3), в знаменателе итогового выражения стоит, фактически, модуль градиента температуры. Для иллюстрации эффективности метода мы ограничились его вычислением. Как видно из рис. 1 – 4, даже только его вычисление позволяет выявить дефекты и их форму в идеализированной модели в отсутствии шумов. При этом точность и разрешающая способность современных тепловизоров, указанная выше, более чем на порядок превосходит требуемые значения.

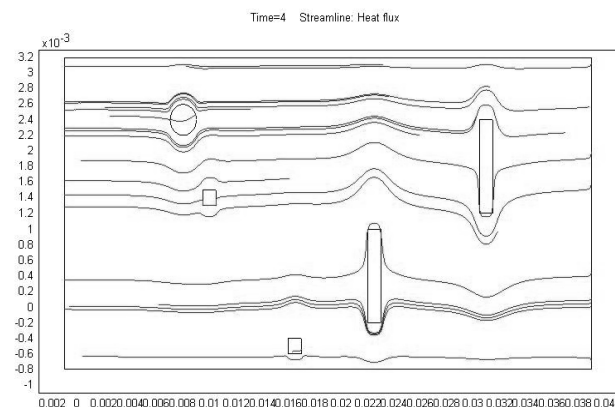


Рис. 1. Линии тока тепла аналогичны линиям тока жидкости, обтекающей дефекты

3. Алгоритм фильтрации артефактов, связанных с неоднородностью коэффициента излучения

Основным источником погрешностей, как в методе тепловой волны, так и в других тепловизионных методах контроля, является неоднородность излучающей способности поверхности объекта.

Так как она даже в случае специальной подготовки поверхности может составлять 1 – 2%, а без нее – до 10%, то артефакты, возникающие за счет

этого, часто превышают эффект от истинных неоднородностей.

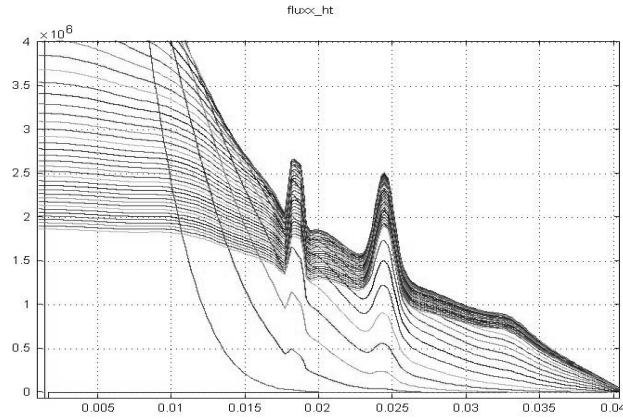


Рис. 2. Градиент температурного поля на поверхности лопатки может служить надежным критерием искажения линий тока над дефектами. Следует отметить резкую границу наступления регулярного режима, когда волна доходит до дефекта и значение градиента меняется незначительно

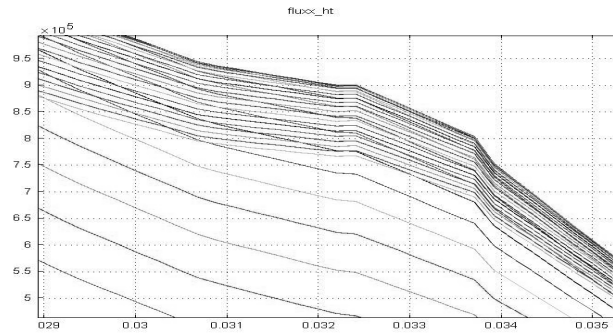


Рис. 3. Даже для удаленных от поверхности дефектов значения градиента все еще достаточны для его надежного обнаружения. При этом над острыми границами дефекта наблюдается излом линий градиента, что позволяет точнее определять их границы

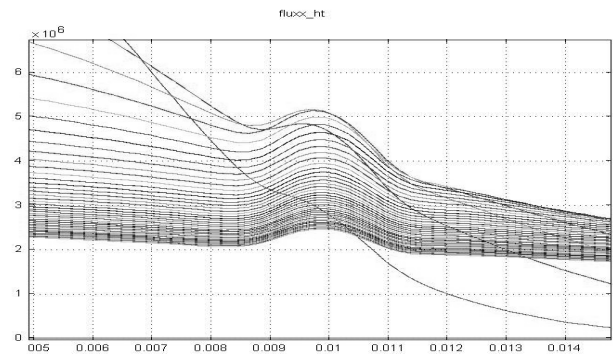


Рис. 4. Форма профиля градиента над дефектом с гладкими краями

В рассматриваемом диапазоне температур (30 – 60 K) можно считать коэффициент черноты постоянным и записать истинную температуру поверхности

(и практически равную ей усредненную по толщине температуру) как

$$\tilde{T} - T_0 = k(x, y) \cdot (T_m - T_0), \quad (4)$$

где T_m – результат измерения температуры, записанный на термограмме, а T_0 – температура окружающей среды.

С учетом сделанных приближений и оценок окончательно получим:

$$\frac{\nabla h}{h} \cdot \nabla(kT_m) = \frac{c\rho}{\lambda} \frac{\partial}{\partial t}(kT_m) - \nabla^2(kT_m). \quad (5)$$

Как видно из (5), задача определения распределения $h(x, y)$ на основании измеренного $T_m(x, y, t)$ осложняется тем, что распределение $k(x, y)$ также не известно. Можно заметить, однако, что все, входящие в уравнение (5) коэффициенты, от времени не зависят. Его можно записать в виде:

$$\left(\frac{\nabla h}{h} \cdot \frac{\nabla k}{k} + \frac{\nabla^2 k}{k} \right) + \left(\frac{\nabla h}{h} + 2 \frac{\nabla k}{k} \right) \frac{\nabla T_m}{T_m} = \left(\frac{c\rho}{\lambda} \right) \frac{\partial}{\partial t} \frac{T_m}{T_m} - \frac{\nabla^2 T_m}{T_m}. \quad (6)$$

Из этого уравнения следует, что две временные зависимости $\frac{\nabla T_m}{T_m}(t)$ и $\left(\frac{c\rho}{\lambda} \right) \frac{\partial}{\partial t} \frac{T_m}{T_m} - \frac{\nabla^2 T_m}{T_m}$, каждая из которых может быть вычислена на основании измеряемых данных $T_m(x, y, t)$, связаны линейно в каждом пикселе термограммы:

$$\left(\frac{c\rho}{\lambda} \right) \frac{\partial}{\partial t} \frac{T_m}{T_m} - \frac{\nabla^2 T_m}{T_m} = A(x, y) + \vec{B}(x, y) \frac{\nabla T_m}{T_m}. \quad (7)$$

Предположим, для определенности, что направление тепловой волны совпадает с осью x . Тогда получим

$$\left(\frac{c\rho}{\lambda} \right) \frac{\partial}{\partial t} \frac{T_m}{T_m} - \frac{\nabla^2 T_m}{T_m} = A(x, y) + B_x(x, y) \frac{\partial T_m / \partial x}{T_m}. \quad (8)$$

Минимизируя СКО по всем кадрам термофильма для каждого пикселя термограммы, мы можем определить коэффициенты $A(x, y)$ и $B_x(x, y)$ линейной зависимости с достаточной точностью. Так как в уравнение (6) входит скалярное произведение век-

торов $\frac{\nabla h}{h}$ и $\frac{\nabla k}{k}$, то для их определения недостаточно данных о прохождении волны в одном направлении. Тем не менее, даже в этом случае удается отфильтровать артефакты при обработке термофильма. Для этого достаточно оставить только те результаты расшифровки, для которых $A(x, y) = 0$, так как в противном случае можно связать их с неоднородностью коэффициента черноты ($\nabla k/k \neq 0$). Если при этом и $B_x(x, y) = 0$, то и $\nabla h/h = 0$. А если нет, то получим окончательную формулу:

$$\frac{\partial h / \partial x}{h} = \frac{\left(\frac{c\rho}{\lambda} \right) \partial / \partial t T_m - \nabla^2 T_m}{\partial T_m / \partial x}. \quad (9)$$

В случае, когда имеются данные о прохождении волны в двух направлениях, мы можем определить дополнительно $B_y(x, y)$, и, соответственно $\frac{\partial h / \partial y}{h}$.

На этом этапе обработки данных термофильма мы видим, что использование временного критерия позволяет отфильтровать артефакты, связанные с неоднородностью излучающей способности поверхности. Точность этого алгоритма зависит, прежде всего, от точности определения коэффициентов линейной аппроксимации $A(x, y); B(x, y)$ в каждом из пикселей термограммы. А это, в свою очередь, связано с режимом нагрева лопатки и параметров съемки фильма. В общем случае возникает задача оптимизации этих параметров с целью повышения точности метода.

На следующем этапе обработки появляется возможность восстановить профиль внутренней стенки лопатки $h(x, y)$, используя данные о $\nabla h/h(x, y)$ и один из стандартных интегральных методов.

Заключение

В результате проведенного теоретического и численного анализа установлено, что:

– при проведении теплового контроля лопаток по методике тепловой волны возможно выявление как

приповерхностных, так и глубоко расположенных дефектов в результате применения специальных алгоритмов обработки термофильма;

– чувствительность и разрешающая способность современных тепловизоров достаточна и по крайней мере на порядок превышает уровень сигнала, соответствующего реальным параметрам процедуры контроля;

– основным фактором, не позволяющим применять ранее разработанные алгоритмы расшифровки, является неоднородность коэффициента излучения поверхности лопатки;

– разработан алгоритм, который позволяет за счет учета динамики прохождения тепловой волны отфильтровывать артефакты на термограммах;

– в связи с этим возникает дополнительное требование к быстродействию тепловизора, которое также может быть выполнено на современном оборудовании.

Литература

1. Стороженко В.А., Вавилов В.П., Волчек А.Д. Неразрушающий контроль качества промышленной продукции активным тепловым методом. – К.: Техніка, 1988. – 127 с.
2. Контроль качества охлаждаемых лопаток турбин методом тепловой волны / С.И. Мельник, Б.Н. Баженов, В.А. Стороженко, А.Г. Чумаков // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 30 Двигатели и энергоустановки. – С. 141-144.
3. Поставка и обслуживание промышленного оборудования: Сайт [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.pergam.ru/teplo/pergam/p640>.

Поступила в редакцию 5.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Л.М. Любчик, Национальный технический университет «ХПИ», Харьков.

УДК 621.5

В.Ю. РУТКОВСКИЙ, В.М. СУХАНОВ, В.М. ГЛУМОВ, С.Д. ЗЕМЛЯКОВ*Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, Москва, Россия*

АДАПТИВНАЯ СИСТЕМА КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДШИПНИКОВЫХ ОПОР ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА И ЕГО АВАРИЙНОГО ОТКЛЮЧЕНИЯ

Построена модель динамики механической части турбокомпрессора с учетом упругих радиально-угловых колебаний вала. Разработана математическая модель структуры выходного сигнала датчика частоты вращения (ДЧВ), учитывающая искажения геометрии воздушного зазора магнитной цепи датчика, вызываемые вибрациями вала, и введены уравнения связи некоторых показателей технического состояния опор вала с параметрами сигнала датчика. Предложен метод идентификации меняющейся по мере износа величины зазора в подшипниковых опорах, основанный на детектировании выходного сигнала ДЧВ. На основе методов адаптивной фильтрации синтезирован алгоритм начального поиска и последующего слежения за некоторыми показателями качества функционирования контролируемого объекта. Предложена система и алгоритмы аварийного отключения турбокомпрессора с использованием настраиваемой эталонной модели в контуре наблюдения за техническим состоянием его подшипниковых опор.

турбокомпрессор, математическая модель, датчик частоты вращения, измерения, обработка сигналов

Введение

Техническое состояние роторов и трансмиссии газотурбинных установок (ГТУ), применяемых на компрессорных станциях магистральных газо- и нефтепроводов во многом определяет ресурс и надежность силовой установки, а также техническую и экологическую безопасность функционирования системы перекачки нефтепродуктов в целом.

Особое значение в обеспечении нормальной работы ГТУ имеет исправное состояние трансмиссионных подшипников и качество смазочного материала в зазорах подшипниковых опор [1]. В указанной работе решалась задача стендовой диагностики состояния подшипников трансмиссии на основе вибрационных методов поиска и распознавания динамических признаков соответствия информационной характеристики диагностируемого объекта требуемому показателю качества. Видимым недостатком данного подхода является ограниченность области его применения задачами выявления неисправных образцов по результатам вибрационных испытаний на специальных стендовых установках. По этой причине предложенные в [1] алгоритмы

диагностики не пригодны для применения в актуальной задаче оперативного контроля технического состояния трансмиссии ГТУ.

Основной целью предлагаемого нами "on-line" контроля является непрерывное слежение за медленно меняющимися по причине износа параметрами объекта в процессе его функционирования. Учитывая известную актуальность проблемы обеспечения безаварийной работы систем перекачки нефтепродуктов, в работе рассматриваются некоторые вопросы синтеза системы оперативного контроля технического состояния трансмиссионных подшипников ГТУ, обеспечивающей, в конечном счете, своевременное отключение силовой установки при аварийной ситуации, связанной с выходом контролируемых параметров за пределы допустимой области.

1. Математическая модель трансмиссии ГТУ

В работе [2] авторами была введена модель многокомпонентной трансмиссии ТВД достаточно общего вида (рис. 1) и получены дифференциальные

уравнения движения вращающихся инерционных масс этой механической системы с учетом изгибной и крутильной нежесткости вала (c_f, c_ω), а также с учетом конечной жесткости масляной пленки b_i в зазорах подшипниковых опор вала.

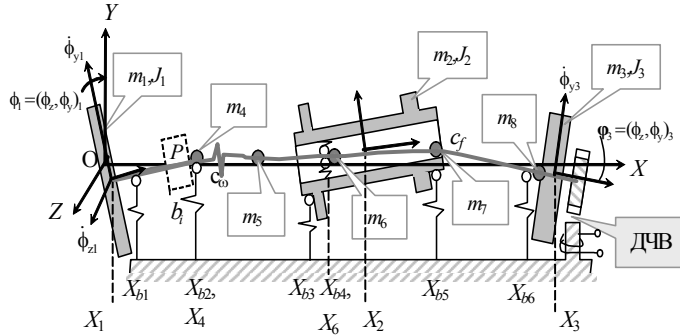


Рис. 1. Конфигурация упругой трансмиссии ТВД с ДЧВ

Учитывая существующую практику использования в качестве нефте-газоперекачивающего агрегата отработавшие установленный срок авиационные газотурбинные двигатели, воспользуемся полученными в [2] результатами для формирования математической модели приводной части (трансмиссии) компрессорной установки системы перекачки нефтепродуктов. С этой целью для осуществления перехода к наиболее часто используемым типам трансмиссий одновальных ТВД [3] в полученной в [2] математи-

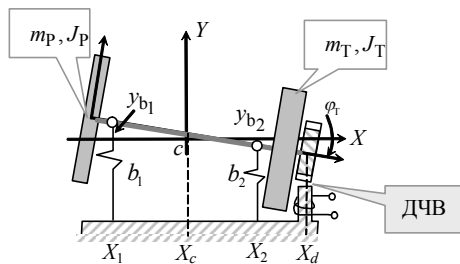


Рис. 2. Конфигурация жестковальной трансмиссии в системе координат, связанной с корпусом ГТУ

ческой модели трансмиссии, следует принять $c_f, c_\omega = \infty$, $m_2, J_2 = 0$, $\Omega = (\Omega_X, \Omega_Y, \Omega_Z) \equiv 0$. Такой предельный переход соответствует преобразованию исходной механической структуры, представленной на рис. 1, к новой структуре (рис. 2),

состоящей из жесткого вала длиной l_S и массой m_S с закрепленными на его концах диском турбины ($m_T, J_T^{X,Y,Z}$) и компрессором (m_P, J_P). Вся система вращается на двух подшипниковых опорах. Наличие масляных зазоров Δ_b при этом обуславливают

дополнительные радиальную (y_c) и угловую (φ_T) степени свободы перемещения вала. Осевые смещения вала не учитываются. Предполагается, что опоры вала расположены достаточно близко к точкам крепления турбины и компрессора. На рис. 2 обозначено: c – центр масс системы; X_1, X_2, X_d – фиксированные координаты

опор и места установки датчика оборотов вала; X_c – вычисляемая координата центра масс системы:

$$X_c = m_\Sigma^{-1}(m_T + m_S/2), \quad m_\Sigma = m_T + m_P + m_S. \quad (1)$$

Кинетическая энергия турбокомпрессора при наличии указанных степеней свободы равна

$$T_{T-P} = \frac{1}{2} (J_{T-P}^X \dot{\alpha}^2 + J_{T-P}^Z \dot{\varphi}_T^2 + m_\Sigma \dot{y}_c^2), \quad (2)$$

где $\dot{\alpha}$ – угловая скорость вращения вала;

$$J_{T-P}^Z = J_T^Z + J_P^Z + (m_P + m_S/2) X_c^2 + (m_T + m_S/4)(l_S - X_c)^2 - l_S X_c m_S/4 -$$

главный момент инерции турбокомпрессора относительно поперечной оси Z_c , проходящей через его центр масс; $J_{T-P}^X = J_T^X + J_P^X$ – осевой момент инерции турбокомпрессора; $(l_S - X_c) = m_\Sigma^{-1}(m_P + m_S/2)$.

Потенциальную энергию системы, определяемую упругим сжатием масляной плёнки в зазорах подшипниковых опор, запишем в виде

$$\Pi_{T-P} = \frac{1}{2} [b_1 y_{b1}^2 + b_2 y_{b2}^2], \quad (3)$$

где $y_{b1} = y_c + \varphi_T X_c$, $y_{b2} = y_c - \varphi_T (l_S - X_c)$ – результирующие смещения вала в зазорах относительно его "невозмущенного" состояния $y_{b1} = y_{b2} = 0$;

b_1, b_2 – коэффициенты податливости масляной плёнки в соответствующих подшипниках.

Используя выражения (2), (3) и известный формализм составления уравнений Лагранжа второго рода, получим уравнения динамики рассматриваемого объекта в следующем виде:

$$\begin{aligned} J_{T-P}^X \ddot{\alpha} &= M_T - M_P; \\ J_{T-P}^Z \ddot{\varphi}_T + (l_1^2 b_1 + l_2^2 b_2) \varphi_T + (l_1 b_1 - l_2 b_2) y_c &= 0; \\ m_\Sigma \ddot{y}_c + (l_1 b_1 - l_2 b_2) \varphi_T + (b_1 + b_2) y_c &= -m_\Sigma g. \end{aligned} \quad (4)$$

где M_T – приложенный к турбине движущий момент; M_P – момент нагрузки со стороны компрессора; влияние демпфирующих сил (antihunt action) со стороны вязкого масла на колебания вала не учитывается; для краткости обозначено:

$$X_c \equiv l_1; (X_c - l_\Sigma) \equiv l_2; l_1 + l_2 = l_\Sigma.$$

2. Модель сигналов индукционного датчика частоты вращения вала

Для измерения угловой скорости вращения турбины $\omega_T = \dot{\alpha}$ используется стандартный датчик

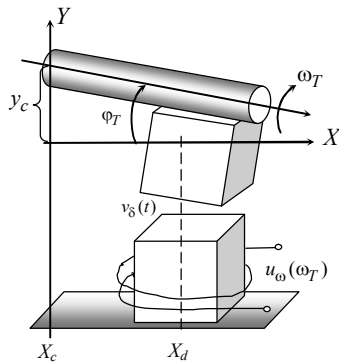


Рис. 3. К определению геометрии объема воздушного зазора в цепи магнитопровода ДЧВ

частоты вращения (ДЧВ) индукционного типа. Чувствительным элементом датчика является индуктивная катушка, помещенная в магнитное поле B (индукция в зазоре датчика),

создаваемое постоянным магнитом неподвижного статорного полюса. На вал, частоту вращения которого требуется измерять, напрессована индукторная шестерня, зубья (полюса) которой, пробегая мимо полюса статора, приводят к перераспределению магнитного потока постоянного магнита. Таким образом, при идеальном вращении вала (без учета его люфтовых смещений) напряжение $u_\omega(\omega_T)$, снимаемое с индукционной катушки ДЧВ, приближен-

но может быть описано синусоидальной функцией, амплитуда и частота которой зависят от величины угловой скорости турбины ω_T :

$$\bar{u}_\omega(\omega_T) = U(\omega_T) \sin z\omega_T t, \quad (5)$$

где $U(\omega_T) = \bar{U}_\omega = k_\Phi z \omega_T$, $k_\Phi = 2w\tilde{\Phi}_m$; $\omega = z\omega_T$ – несущая частота сигнала датчика; z – число зубьев индукторной шестерни; w – число витков катушки; $\tilde{\Phi}_m$ – известная амплитуда переменной составляющей потока, зависящая от магнитодвижущей силы и крайних значений сопротивления магнитной цепи ДЧВ. Для формирования модели сигналов ДЧВ при наличии поперечных колебаний вала в пространстве масляных зазоров подшипниковых опор необходимо учесть, что угловые колебания вала φ_T в месте установки индукторной шестерни X_d и его упругие радиальные смещения y_c приводят к изменению геометрического объема воздушного зазора магнитной цепи датчика v_δ . Это меняет его сопротивление и, следовательно, величину магнитной индукции, определяющую амплитуду сигнала (5).

Из рис. 3, являющегося фрагментом рис. 2, видно, что объем воздушного зазора в момент совмещения полюсов индуктора и статора с учетом рассматриваемых двух типов упругих смещений оси вала может быть определен зависимостью

$$v_\delta(t) = v_{\delta 0} + s_\delta [y_c(t) + l_d \varphi_T(t)], \quad (6)$$

где $v_{\delta 0}$ – номинальный объем индукционного зазора при отсутствии радиально-угловых смещений вала, s_δ – площадь полюсного наконечника; $l_d = (X_d - X_c) > 0$.

Входящие в (6) обобщенные координаты $\varphi_T(t)$ и $y_c(t)$ являются решениями системы (4), которые могут быть записаны в виде суммы двух главных колебаний с частотами ω_1 и ω_2 , определяемыми из "уравнения частот" для той же системы (4) [6]:

$$\begin{aligned} \varphi_T &= C_1(b_1 + b_2 - m_\Sigma \omega_1^2) \sin(\omega_1 t + \phi_1) + \\ &+ C_2(b_1 + b_2 - m_\Sigma \omega_2^2) \sin(\omega_2 t + \phi_2); \\ y_c &= (l_2 b_2 - l_1 b_1) [C_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1) + C_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2)], \end{aligned} \quad (7)$$

где $C_i, \phi_i, i = 1, 2$ – произвольные постоянные, зависящие от начальных условий.

Подстановка выражений (7) в (6) дает

$$v_{\delta}(t) = v_{\delta 0} + s_{\delta} \{ [A_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2)] \}, \quad (8)$$

где

$$A_i = C_i [b_1(l_d - l_1) + b_2(l_d + l_2) - l_d m_{\Sigma} \omega_i^2], \quad i = 1, 2. \quad (8a)$$

Вытекающая из (8) периодичность изменения геометрии индукционного зазора $v_{\delta}(t)$ и, в конечном счете, к изменению величины магнитной индукции, напрямую влияет на амплитуду наводимой в обмотке статорного полюса ЭДС. Последнее определяет появление на выходе ДЧВ модулированного (при $\dot{\alpha} = \omega_T = \text{const}$) двухчастотным (пропорциональным функции $v_{\delta}(t)$) сигналом вида:

$$u_{\omega}(t) = k_B v_{\delta}(y_c(t), \phi_T(t)) U(\omega_T) \sin z \omega_T t, \quad (9)$$

где k_B – коэффициент связи изменения геометрического объема зазора с величиной его магнитной проводимости.

3. Уравнения связи некоторых показателей технического состояния опор вала с параметрами сигнала ДЧВ

Техническое состояние опор вала в значительной степени определяется качеством смазки подшипников и величиной масляного зазора, увеличивающегося со временем по мере износа шейки вала (spindle). Как ухудшение качества смазки, так и увеличение зазора вызывают снижение упругости масляной пленки (b_i) и, следовательно, понижение собственных частот поперечных колебаний вала ω_1, ω_2 . Для установления количественной связи между этими параметрами выпишем характеристическое уравнение системы (4) в операторной форме

$$\begin{vmatrix} J_{T-P}^X p^2 & 0 & 0 \\ 0 & J_{T-P}^Z p^2 + (b_1 l_1^2 + b_2 l_2^2) & b_1 l_1 - b_2 l_2 \\ 0 & b_1 l_1 - b_2 l_2 & m_{\Sigma} p^2 + (b_1 + b_2) \end{vmatrix} = 0. \quad (10)$$

Подставляя сюда $p = j\omega$, получим уравнение, определяющее собственные частоты системы (4)

$$J_{T-P}^Z m \omega^4 - [J_{T-P}^Z (b_1 + b_2) + m_{\Sigma} (b_1 l_1^2 + b_2 l_2^2)] \omega^2 + b_1 b_2 l_{\Sigma}^2 = 0, \quad (11)$$

решениями которого относительно квадратов частот являются

$$\omega_{1,2}^2 = (2J_{T-P}^Z m_{\Sigma})^{-1} \{ [*] \mp \sqrt{[*]^2 - 4J_{T-P}^Z m_{\Sigma} b_1 b_2 l_{\Sigma}^2} \}, \quad (12)$$

где $[*] = [J_{T-P}^Z (b_1 + b_2) + m_{\Sigma} (b_1 l_1^2 + b_2 l_2^2)]$, а положительность подкоренного выражения определяется соотношением

$$[*]^2 - 4J_{T-P}^Z m_{\Sigma} b_1 b_2 l_{\Sigma}^2 = [J_{T-P}^Z (b_1 + b_2) - m_{\Sigma} (b_1 l_1^2 + b_2 l_2^2)]^2 + 4J_{T-P}^Z m_{\Sigma} (b_1 l_1 - b_2 l_2)^2.$$

Если частоты ω_1, ω_2 известны, т.е. поддаются измерению или оцениванию, то, используя свойства корней квадратного уравнения применительно к (11), получим искомые соотношения, устанавливающие связь параметров b_1, b_2 контролируемого объекта с параметрами ω_1, ω_2 огибающей выходного сигнала ДЧВ (9):

$$\begin{aligned} \omega_1^2 + \omega_2^2 &= (J_{T-P}^Z m_{\Sigma})^{-1} [J_{T-P}^Z (b_1 + b_2) + m_{\Sigma} (b_1 l_1^2 + b_2 l_2^2)]; \\ \omega_1^2 \omega_2^2 &= (J_{T-P}^Z m_{\Sigma})^{-1} b_1 b_2 l_{\Sigma}^2. \end{aligned} \quad (13)$$

Отсюда нетрудно определить

$$b_i = \frac{J_{T-P}^Z m_{\Sigma}}{2(J_{T-P}^Z + m_{\Sigma} l_i^2)} \left[(\omega_1^2 + \omega_2^2) \pm \sqrt{(\omega_1^2 + \omega_2^2)^2 - \frac{4(J_{T-P}^Z + m_{\Sigma} l_1^2)(J_{T-P}^Z + m_{\Sigma} l_2^2)}{J_{T-P}^Z m_{\Sigma} l_{\Sigma}^2} \omega_1^2 \omega_2^2} \right], \quad (14)$$

$$i = 1, 2.$$

4. Выявление некоторых дефектов трансмиссии и наблюдение за их развитием по результатам обработки сигнала ДЧВ

Из множества элементов, входящих в роторную группу турбокомпрессора, наиболее подвержены износу подшипниковые опоры вала. Причиной этого

являются повышенные динамические нагрузки на опоры со стороны вращающегося вала. Процесс износа взаимодействующих поверхностей пары вращения (вал-подшипник) сопровождается постепенным увеличением зазора h_i , $i = 1, 2$, предназначенного для поддержания устойчивой масляной пленки, предотвращающей сухое трение между трущимися деталями. Можно принять, например, $h(t) = h_0 + k_h t$, (h_0 – начальный зазор, k_h – коэффициент скорости износа рабочих поверхностей пары вращения). Увеличение зазора может быть обнаружено путем наблюдения за амплитудой огибающей (8), возрастание которой по мере увеличения $h(t)$ углубляет модуляцию несущей сигнала ДЧВ (5) до значений $A_{\max} = (A_1 + A_2)_{\max} - h_0 \leq \Delta_h$, где Δ_h – предельно допустимый износ.

Одновременно с ростом зазора увеличивается толщина пленки, что ведет к уменьшению ее жесткости ($b_i = ESh_i^{-1}$) и, как следствие, к снижению величины частот ω_1 , ω_2 радиальных колебаний вала. Следовательно, оценки $\hat{\omega}_1(t)$ и $\hat{\omega}_2(t)$, позволяющие вычислять отклонения $\Delta\omega_{1,2}(t) = \omega_{1,2}^0 - \hat{\omega}_{1,2}(t)$ от номинальных значений частот $\omega_{1,2}^0$ неизношенной трансмиссии, так же могут быть использованы для диагностики величины зазора и качества смазки в подшипниковых опорах.

Из (8) и (14) видно, что и максимальная амплитуда $A_{\max}$ модулирующего сигнала, и девиация (deviation) частоты $\Delta\omega_{1,2}$ зависят от контролируемых параметров b_1, b_2 , т.е. являются информационно содержательными компонентами в задаче диагностики технического состояния трансмиссии турбокомпрессора. Однако из-за большей простоты реализации схем измерения частоты и более высокой точности их работы, предпочтение следует отдать системе, реализующей слежение за частотами ω_1 , ω_2 огибающей сигнала ДЧВ с последующим

вычислением текущих значений b_1, b_2 по формулам (14).

Тем не менее, необходимо отметить полезность прямого оценивания максимальной амплитуды $A_{\max}$ модулирующего сигнала, как параметра, непосредственно влияющего на целостность сальниковых уплотнений, разрушение которых в рассматриваемом классе устройств может привести к экологически недопустимым последствиям.

5. Демодуляция сигнала ДЧВ, фильтрация и слежение за частотами огибающей

При решении рассматриваемых в данном разделе задач в основном используются стандартные методы теории обработки сигналов [5]. В связи с этим последовательность решения задач, вынесенных в заголовок раздела, может быть определена в виде блок-схемы компьютерного моделирования (в среде Matlab-Simulink) системы оценивания параметров b_1, b_2 и $A_{\max}$ определяющих техническое состояние трансмиссии (рис. 4).

Будем предполагать, что $\omega_1, \omega_2 \ll \omega_T$ и что известные в настоящее время методы демодуляции [5] позволяют выделить переменную составляющую $\tilde{y}_v$ низкочастотной огибающей (8) выходного сигнала ДЧВ (9) в следующем виде:

$$\begin{aligned} \tilde{y}_v(t) &= \tilde{y}_{v1}(t) + \tilde{y}_{v2}(t) = \\ &= A_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1) + A_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2), \end{aligned} \quad (15)$$

где $A_i = A_i(t)$, $\omega_i = \omega_i(t)$ – медленно изменяющиеся во времени (по мере деградации параметра b_i) функции, значения которых на ограниченных интервалах времени могут быть определены по формулам (8а) и (12) в предположении, что начальные значения параметров b_i на этих интервалах известны.

Не представляет заметной сложности и решение задачи предварительного разделения сигнала (15) с помощью двух полосовых фильтров Φ_1 и Φ_2 на

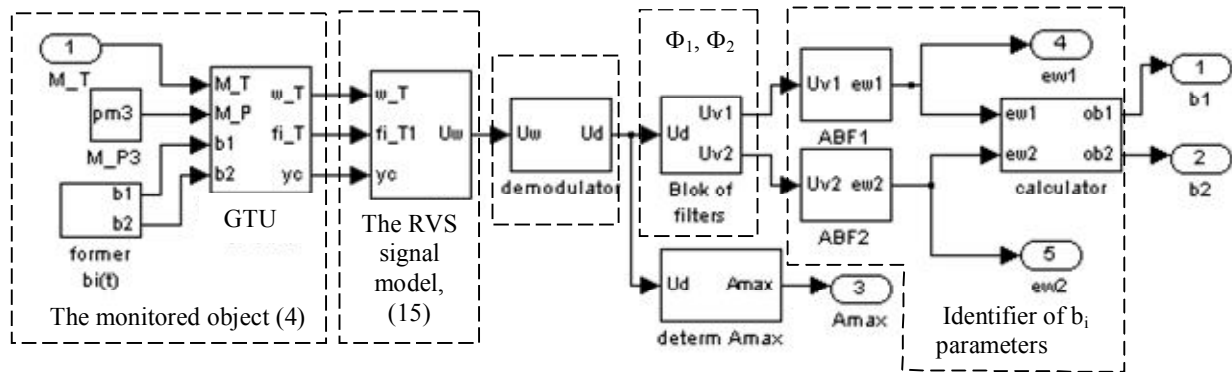


Рис. 4. Схема моделирования системы оценивания технического состояния трансмиссии по выходу ДЧВ

две компоненты $\tilde{u}_{v1}(t) = A_1 \sin(\omega_1 t + \phi_1)$ и $\tilde{u}_{v2}(t) = A_2 \sin(\omega_2 t + \phi_2)$. Полоса пропускания каждого из фильтров определяется из условия отсутствия пересечения полос при максимально возможном диапазоне пропускаемых частот. При этом для фильтра низкой частоты Φ_1 левая и правая границы полосы пропускания определяются значениями $0 < \omega_{11} \leq 0,5(3\omega_1 - \omega_2)$, $\omega_{12} = 0,5(\omega_1 + \omega_2)$ соответственно. Для фильтра Φ_2 соответствующие характеристики принимают значения: $\omega_{21} = \omega_{12}$, $\omega_{22} = 0,5(3\omega_2 - \omega_1)$. Начальные значения собственных частот ω_1 , ω_2 вычисляются по формулам (12), либо могут быть определены заранее на основании стендовых испытаний.

На рис. 5 приведен пример моделирования процесса обработки сигнала $u_{\omega}(t)$ с выхода ДЧВ (осц. 1 на рис. 5) в присутствии шумов измерения. В блоке "demodulator" (рис. 4) из сигнала сначала отфильтровывается несущая (460 Гц). Демодулированный сигнал $\tilde{u}_v(t)$, представляющий собой сумму упругих радиально-угловых колебаний вала с частотами $\omega_1(2\pi)^{-1} = 12,5$ Hz и $\omega_2(2\pi)^{-1} = 22$ Hz, подается далее на входы двух широкополосных фильтров Φ_1 и Φ_2 (осц. 2 на рис. 5). Третья осциллограмма на рис. 5 отображает сигналы $\tilde{u}_{v1}(t) = A_1 \sin(\omega_1 t + \psi_1)$ и $\tilde{u}_{v2}(t) = A_2 \sin(\omega_2 t + \psi_2)$ на выходе фильтров Φ_1 и

Φ_2 , выделенные из суммарной огибающей (осц. 2).

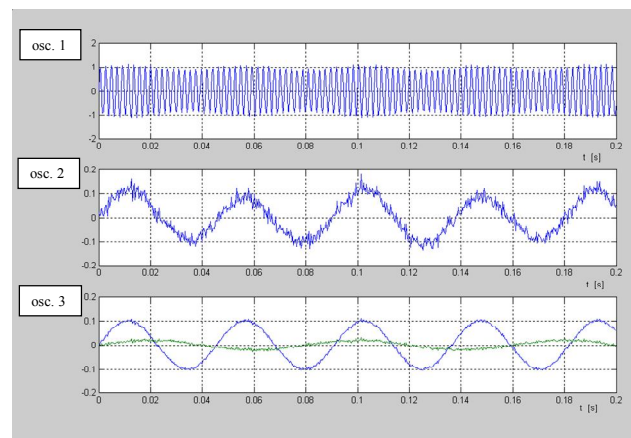


Рис. 5. Процессы обработки сигнала с выхода ДЧВ

Далее каждый из выделенных сигналов $\tilde{u}_{v1}(t)$ и $\tilde{u}_{v2}(t)$ поступает на вход соответствующего блока (ABF1, ABF2) идентификации текущего значения частот $\omega_1(t)$ и $\omega_2(t)$. Решение задачи затруднено из-за плохой определенности начального значения идентифицируемого параметра $\omega_i(0)$ и его изменения, хотя и медленного, в процессе эксплуатации турбокомпрессора.

Для преодоления указанной трудности воспользуемся дифференциальным методом идентификации [6]. Идентифицируемым параметром является собственная частота ω_i поперечных колебаний вала $y_c(t)$, $\phi_r(t)$, отображаемых огибающей $u_{vi}(t)$ сигнала ДЧВ (9). Предполагается, что значение ω_i не-

известно, но находится в диапазоне полосы пропускания широкополосного фильтра Φ_i . В соответствии с [6] при решении задачи идентификации используется поисково-следающая система, предназначенная для поиска полезного сигнала $\tilde{u}_{vi}(t)$, определения его частоты ω_i и слежения за возможными ее изменениями. Эта система состоит из трех управляемых сигналом $\tilde{u}_{vi}$ резонансных фильтров Ψ_k вида

$$\ddot{x}_k + \Omega_k^2 x_k = (\tilde{u}_{vi} - \dot{x}_k) k_\Psi, \quad k = 1 \div 3, \quad (16)$$

где x_k – выходные координаты фильтров; k_Ψ – коэффициент усиления ($k_\Psi \ll 1$); $\Omega_1 = \tilde{u}^0 - \Delta_\Omega$, $\Omega_2 = \tilde{u}^0$, $\Omega_3 = \tilde{u}^0 + \Delta_\Omega$; $\tilde{u}^0$ – начальное значение сигнала, управляющего резонансной частотой фильтра; Δ_Ω – сдвиг резонансной частоты.

Компьютерная реализация системы поиска и слежения приведена на рис. 6.

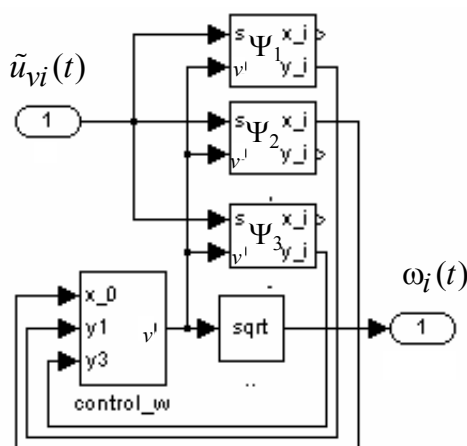


Рис. 6. Блок-схема системы определения частоты вибраций

В качестве частоты ω_i полезного сигнала $\tilde{u}_{vi}$ в диапазоне

$$\omega_{11} \leq \omega_1 \leq \omega_{12}, \quad i = 1 \quad (\text{или} \quad \omega_{21} \leq \omega_2 \leq \omega_{22}, \quad i = 2)$$

принимается значение частоты настраиваемого фильтра, при которой величина огибающей выходного сигнала фильтра имеет максимальное значение.

Соответствующая вычислительная процедура основывается на анализе разности значений оги-

бающих ($\bar{x}_k$) выходных сигналов третьего и первого фильтров $R = \bar{x}_3 - \bar{x}_1 \approx (\partial A / \partial \Omega) 2 \Delta_\Omega$, расчет которой при реализации на ЦВМ преобразуется в итеративную процедуру настройки вида

$$v^{j+1} = v^j + a(\bar{x}_3^j - \bar{x}_1^j),$$

где $j = \overline{1, n}$ определяет последовательность тактов вычисления; a – коэффициент, обеспечивающий (при достаточно большом $n > N$) сходимость процедуры настройки к максимальному значению амплитуды выхода фильтра Ψ_2 , при котором $\Omega_2 \approx \omega_i$.

Индикатором завершения процесса настройки может служить момент выполнения условия малости сигнала $|u_\omega - x_2| \leq \varepsilon$.

На рис. 7 приведена реализация процесса поиска частоты $\omega_1^0 = 540 \text{ с}^{-1}$ при начальном отклонении, величина которого составляет около 10% от действительного значения.

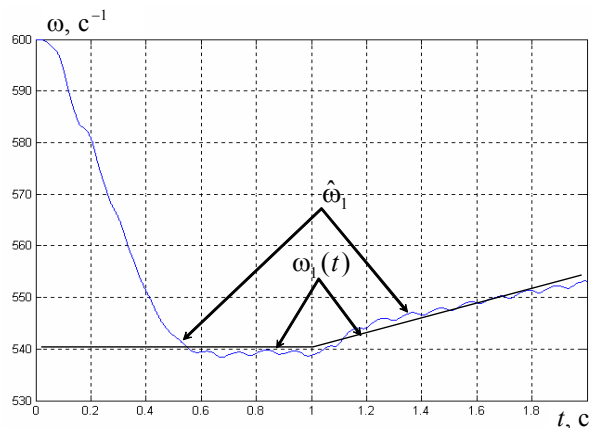


Рис. 7. Процесс поиска частоты ω_1 и последующего слежения за ее изменением

Видно, что время поиска при таком отклонении составляет примерно 0,5 с.

Начиная с $t = 1 \text{ с}$, моделируется вызванный внешними причинами процесс изменения частоты $\omega_1(t) = k \omega t$.

Как видно из графика $\hat{\omega}_1(t)$, представленного на рис. 7, следающая система с приемлемой точностью справляется с задачей идентификации достаточно быстро изменяющегося параметра.

Вычислительная процедура (14), реализуемая в выходном блоке "calculator" идентификатора (рис. 4), завершает процесс определения текущего значения параметра b_i , содержащего комплексную информацию о величине зазора и качестве смазки в подшипниковых опорах турбокомпрессора.

6. Система аварийного отключения турбо-компрессора с использованием эталонной модели

Представленную на рис. 4 блочную структуру можно принять за модель реальной системы, заданной уравнениями турбокомпрессора (4), датчика частоты вращения вала (8), (9) и уравнениями (15), (16) системы идентификации параметров радиально-угловых колебаний вала. В процессе эксплуатации системы по разным причинам, в том числе, из-за износа подшипниковых опор, ухудшения качества смазки и т.п. параметры системы, а значит и коэффициенты уравнений, меняются, смещая рабочую точку в область, соответствующую предаварийному состоянию объекта. Для слежения за удалением точки от ее начального положения, соответствующего исходному (неизношенному) состоянию контролируемого объекта, введем эталонную модель, уравнения которой соответствуют уравнениям "реального объекта" (4), (8), (9), (15), (16) в его неизношенном состоянии. При этом коэффициенты уравнений эталонной модели остаются неизменными в процессе эксплуатации турбокомпрессора за исключением коэффициента вязкости масла μ , влияющего на суммарную жесткость b_i масляной пленки в зазоре подшипника так, что

$$b_i = b_i(\mu, h) \approx k_b(k_\mu \mu + k_h h_i), \quad (17)$$

где k_μ , k_h – априори известные коэффициенты связи жесткости масляной подушки в зазоре с вязкостью смазки и величиной зазора.

Начальная настройка коэффициента эталонной модели μ_r^0 может осуществляться по результатам

замера вязкости масла при его смене и далее изменяться программным способом в соответствии с известным законом эксплуатационного старения применяемого типа масла так, что

$$\mu_r(t) = \mu_r^0 - f_\mu(t), \quad f_\mu > 0.$$

Другим, возможно более точным способом настройки коэффициента $\mu_r(t)$, позволяющим следить за текущим показателем вязкости масла μ в объекте, является вычислительная процедура, использующая оценку $A_{\max \max}$, получаемую в результате обработки массива значений $A_{\max}$ с выхода блока "determ $A_{\max}$ " (рис. 4) на заранее выбранном интервале наблюдения. Учитывая, что $A_{\max \max i} \leq k_A h_i$ и полагая постоянный коэффициент связи k_A известным, подставим предельное значение $h_i \approx k_A^{-1} A_{\max \max i}$ в (17). В итоге получим искомым алгоритм настройки эталонной модели в следующем виде:

$$\mu_r(t) \approx k_\mu^{-1} [k_b^{-1} \hat{b}(t) - k_h k_A^{-1} A_{\max \max}]. \quad (18)$$

Реализация этого алгоритма настройки в эталонной модели, включенной параллельно контролируемому объекту (4) (рис. 8), позволяет получить на ее выходе сигнал $\omega_{ri}(t)$, в идеале отличающийся от сигнала оценки контролируемого параметра объекта $\hat{\omega}_i(t)$ только из-за отличия текущего значения зазора h_i подшипниковой опоры вала от установленного в эталонной модели постоянного параметра h_{ri}^0 , соответствующего неизношенному состоянию трансмиссии.

Определим указанное различие уравнением вида

$$\varepsilon_{\omega i}(t) = \omega_{ri}(t) - \hat{\omega}_i(t) \quad (19)$$

и назначим некоторую допустимую область

$$|\varepsilon_{\omega i}(t)| \leq \varepsilon_{\max}, \quad \varepsilon_{\max} = \text{const} > 0,$$

находясь в пределах которой оценка (19) соответствует критерию эксплуатационной нормы функционирования контролируемого объекта.

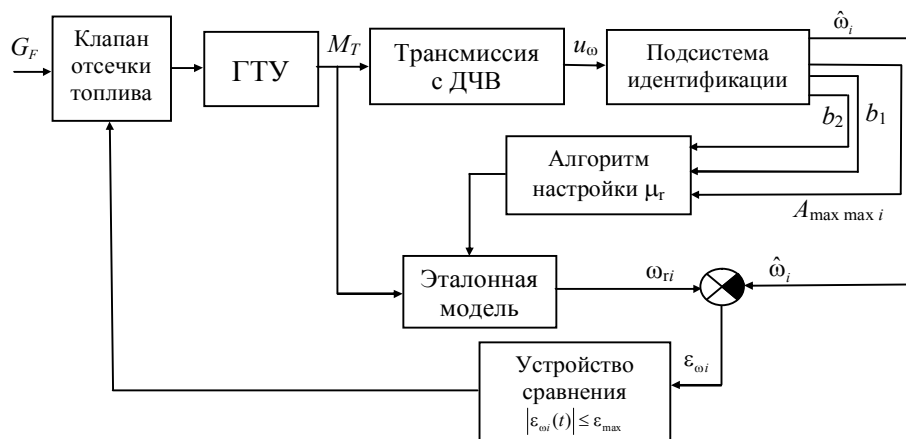


Рис. 8. Блок-схема адаптивной системы аварийного отключения турбокомпрессора

При выходе оценки (19) на границу указанной области, соответствующей недопустимо большой величине зазора, блок сравнения текущего состояния трансмиссии с начальным (рис. 8) подает сигнал на отключение турбокомпрессора.

Заключение

Предложенный в работе способ оперативного контроля технического состояния подшипниковых опор валов силовых агрегатов удобен тем, что, используя для решения задачи лишь "шумовую" компоненту штатного датчика частоты вращения вала, позволяет оценивать в реальном времени степень изношенности пары вращения без использования дополнительного оборудования для измерения вибрационных колебаний вала. Применение настраиваемой эталонной модели в цепи защиты турбокомпрессора от разрушения по причине выхода подшипниковой опоры из строя снижает вероятность возникновения аварийной ситуации с экологически непредсказуемыми последствиями.

Литература

1. Диагностика состояния подшипников трансмиссии газотурбинного двигателя в пространствах

статистик характерных последовательностей вибраций / А.П. Горшков, Т.П. Грызлова, Б.И. Комаров, В.Т. Шепель // *Авиационно-космическая техника и технология*. Научн. техн. журн. – 2006. – № 10/36. – С. 152-156.

2. Земляков С.Д., Суханов В.М. Математическая модель многокомпонентной трансмиссии авиационного двигателя для целей мониторинга // *Авиационно-космическая техника и технология*. Научн. техн. журн. . – 2006. – № 10/36. – С. 138-143.

3. Шевяков А.А. Автоматика авиационных и ракетных силовых установок. – М.: Машиностроение, 1970. – 270 с.

4. Кузьмин П.А. Малые колебания и устойчивость движения. – М.: Наука, 1973. – 180 с.

5. Френкс Л. Теория сигналов. – М.: Сов. радио, 1974. – 344 с.

6. Расстригин Л.А. Системы экстремального управления. – М.: Наука, 1974. – 632 с.

Поступила в редакцию 28.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. И.Н. Крутова, Институт проблем управления им. В.А. Трапезникова, РАН, Москва, Россия.

УДК 534 : 629.7.036.3

А.Л. МИХАЙЛОВ, О.Л. ПОСАДОВА

ОАО «НПО «Сатурн», Рыбинск, Россия

ВИБРОДИАГНОСТИКА АВТОКОЛЕБАНИЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ВЕНТИЛЯТОРА ТРДД В РЕЖИМЕ РЕАЛЬНОГО ВРЕМЕНИ

Рассмотрен новый способ диагностики автоколебаний (флаттера) рабочих лопаток вентилятора ТРДД в режиме реального времени, при котором в качестве основного диагностического признака используют спектр корпусной вибрации, что позволяет более надежно, по сравнению с известными способами, определять диагностическую частоту.

газотурбинный двигатель, лопатка вентилятора, автоколебания, вибродиагностика, режим реального времени

Введение

подавляющее большинство поломок рабочих лопаток осевых компрессоров авиационных ГТД имеет усталостный характер и связано с переменными напряжениями, возникающими в лопатках при колебаниях. Особый случай представляют автоколебания (АК) – нерезонансные самовозбуждающиеся (без внешних периодических воздействий) колебания лопаток с незатухающей амплитудой, поддерживаемые переменными аэродинамическими силами, возникающими при колебательном движении лопаток из-за упругих обратных связей [1].

Наиболее часто в рабочих лопатках вентилятора ТРДД возникают низкочастотные АК лопаток, происходящие по первым трем низшим формам колебаний – первой изгибной, первой крутильной и второй изгибной.

В ГТД встречаются несколько типов АК лопаток компрессоров, различающихся по механизмам реализации обратных связей и режимам работы двигателя, на которых они возникают. К ним относятся срывные АК, возникающие при закритических углах атаки и происходящие в основном по первой изгибной форме колебаний; классический флаттер, обусловленный взаимодействием изгибных и крутиль-

ных форм колебаний лопаток. В эксплуатационной области режимов работы авиационных двигателей встречаются следующие типы флаттера: на рабочих лопатках – безотрывные дозвуковой и сверхзвуковой флаттер, а на лопатках спрямляющих аппаратов – флаттер запираания.

Для АК характерно наличие следующих признаков [1]: АК характеризуются резким ростом амплитуды по мере изменения режима (угла атаки, числа Маха, плотности воздуха на входе и др.); частота АК совпадает с частотой одной из низших форм собственных колебаний (большой частью с первой) и не кратна частоте вращения двигателя; колебания, как правило, возникают одновременно на всех лопатках рабочего колеса (рис. 1) и по виду близки к гармоническим (рис. 2), смотри [1].

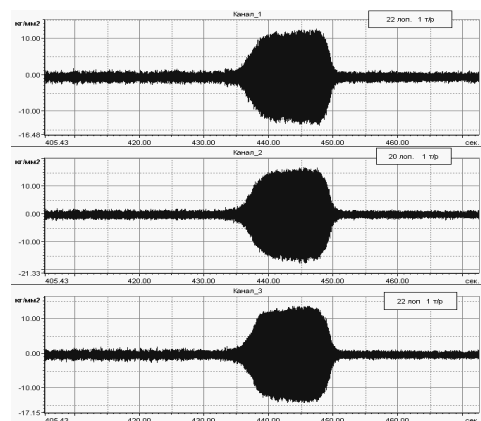


Рис. 1. Тензограммы сигналов на разных лопатках



Рис. 2. Тензограмма сигнала на одной из лопаток рабочего колеса в момент возникновения АК

Все типы АК характеризуются лавинообразным ростом амплитуды вибронапряжений (рис. 1) во всех элементах рабочего колеса ГТД (лопатках, замках, дисках и др.) до опасных значений, которые могут вызвать их быстрое разрушение, поэтому они недопустимы ни на одном из эксплуатационных режимов работы двигателя.

Все авиационные ГТД подлежат проверке на отсутствие АК, которая проводится во всем эксплуатационном диапазоне частот вращения роторов ГТД — от малого газа до максимальных в наземных и полетных условиях. В случае обнаружения АК на каком-либо из проверяемых режимов, определяют границы их возникновения и разрабатывают мероприятия по их устранению. Экспериментальная проверка эффективности мероприятий в этом случае является обязательной.

Обзор публикаций и выделение нерешенных задач. Проблеме диагностики АК посвящено множество научно-исследовательских работ как зарубежных, так и отечественных специалистов. Для диагностики АК применяют как контактные, так и бесконтактные методы их обнаружения. Известны фазоволновой и дискретно-фазовый методы.

Традиционно для диагностики АК лопаток компрессора ГТД используют динамическое тензометрирование. Однако, сложность тензометрирования лопаток компрессора (трудоемкость препарирования и прокладки коммуникаций, наклейки тензорезисторов) в ряде случаев ограничивает его применимость для диагностики АК, особенно в летных условиях на борту летающей лаборатории.

Среди бесконтактных методов обнаружения АК получили развитие методы диагностики АК, основанные на использовании датчиков пульсаций статического давления потока, размещенных на корпусе над исследуемой ступенью компрессора. В 1978 году инженеры Курков и Дикус (США), используя известное преобразование Галилея, получили формулу для частоты АК в неподвижной системе, регистрируемой датчиком пульсаций статического давления [2]:

$$f_n = f_l + mf_p, \quad (1)$$

где f_n — диагностическая частота АК лопаток в спектре пульсаций, Гц;

f_l — частота собственных колебаний лопаток при АК, Гц;

f_p — частота вращения ротора, Гц;

m — число узловых диаметров.

Среди отечественных публикаций по диагностике АК с помощью датчиков пульсаций следует отметить работы Хорикова А.А. [3], в монографии которого приведен обзор публикаций, посвященных АК, а также рассмотрен способ бесконтактной диагностики флаттера лопаток, основанный на спектральном анализе высокочастотных пульсаций давления потока по датчику пульсаций, установленному вблизи исследуемого компрессорного колеса [4].

При данном способе момент возникновения АК фиксируют по появлению в спектре пульсаций двух близких по величине компонент на частотах, равноотстоящих от составляющей на частоте следования лопаток на величину, определяемую по формуле (1).

В спектре пульсационного сигнала (рис. 3) при возникновении АК наряду с компонентами, вызванными окружной неравномерностью потока, присутствуют следующие спектральные составляющие: на диагностической частоте f_δ , на частоте следования лопаток f_{cl} , и две компоненты, равноотстоящие от

нее ($f_{\partial 1}$ и $f_{\partial 2}$). Частота следования лопаток f_{cl} определяется по формуле:

$$f_{cl} = n f_p, \quad (2)$$

где n – число лопаток, установленных на роторе;

f_p – частота вращения ротора, Гц.

Однако при данном способе диагностики АК компоненты диагностируют в широком частотном диапазоне вблизи частоты следования лопаток f_{cl} , кроме того, их величины соизмеримы с уровнем акустического шума и гармоник окружной неравномерности потока, свойственных рабочему процессу полноразмерного ГТД, поэтому диагностика АК в режиме реального времени по данному способу затруднительна из-за сложности выделения полезного сигнала на фоне помех в широком диапазоне частот, требуемом для анализа (рис. 3).

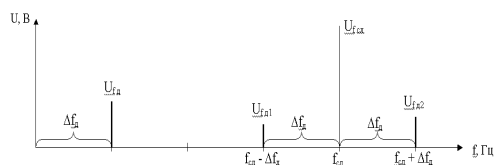


Рис. 3. Диапазон спектра пульсационного сигнала давления потока, необходимый для диагностики АК в рассмотренном случае (до 2000 Гц)

Существуют также способы диагностики АК с использованием методов статистической радиофизики. Однако они более подходят для исследования механизмов возникновения и развития АК, чем для их диагностики, т.к. реализовать их в темпе эксперимента затруднительно.

В работе Сачина В.М. [5] рассмотрен метод диагностики АК, основанный на измерении и оптимальной обработке вибрации корпуса компрессора, генерируемой колеблющимися лопатками. Однако необходимо его дальнейшее развитие с целью использования в режиме реального времени.

Формулирование проблемы исследования

Несмотря на значительное количество исследований, посвященных АК, алгоритмы и технические средства надежной и своевременной их диагностики в режиме реального времени до сих пор реализованы не в полной мере. Это вызвано, прежде всего, сложностью выявления диагностических признаков, предусматривающих тщательный анализ уже зарегистрированной информации, в то время как диагностика АК важна в режиме реального времени с целью своевременного обнаружения и предотвращения усталостного разрушения лопаток компрессора ГТД.

Решение проблемы. Описание предлагаемого способа диагностики автоколебаний

В данной работе предложен способ диагностики АК вентилятора осевого компрессора ТРДД в режиме реального времени [6], при котором в качестве основного параметра для диагностики АК используют корпусную вибрацию, которую измеряют вибропреобразователями, установленными в плоскостях расположения опор роторов, и регистрируют в виде амплитудно-частотного спектра.

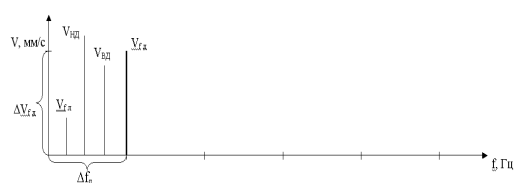


Рис. 4. Диапазон спектра вибрационного сигнала, достаточный для диагностики АК в рассмотренном случае (до 400 Гц)

Как видно из рис. 4 амплитуда виброскорости на диагностической частоте $V_{f_{\partial}}$ соизмерима с амплитудами виброскорости, генерируемыми роторами низкого $V_{f_{\partial 1}}$ и высокого $V_{f_{\partial 2}}$ давления, а диапазон спектра частот, необходимый для диагностики АК, значительно уже.

Определяют в этом спектре диагностическую частоту колебаний лопаток по формуле (1) и следят за ее изменением. При этом момент возникновения АК фиксируют по достижению заданного значения U_{on} отношения изменения корпусной вибрации с диагностической частотой к изменению частоты вращения ротора

$$\frac{\Delta V_{f_{\partial}}}{\Delta f_p} = U_{on} \quad (3)$$

или по достижению корпусной вибрацией с диагностической частотой $V_{f_{\partial}}$ предельного значения, соответствующего предельному значению напряжения в лопатке,

$$V_{f_{\partial}} \sim \sigma_{пред.пл} \cdot \quad (4)$$

Дополнительно о моменте возникновения АК судят по появлению в спектре корпусной вибрации составляющей с частотой собственных колебаний лопаток V_{f_l} . Наличие в спектре корпусной вибрации этой компоненты, передаваемой с ротора на корпус двигателя через подшипниковые опоры, объясняется интенсивным возбуждением лопаток на этой частоте при АК.

При данном способе, для диагностики АК могут использоваться штатные вибропреобразователи, всегда используемые при работе ГТД, что не требует дополнительных затрат на реализацию способа.

Кроме того, при диагностике АК по корпусной вибрации частотный диапазон, необходимый для анализа, может быть значительно снижен по сравнению с известными способами диагностики, как видно из сравнения рис. 3 и 4, что упрощает техническую реализацию данного способа.

Практическая реализация предложенного способа диагностики автоколебаний

Предлагаемый способ был реализован как при испытаниях изолированной вентиляторной ступени

компрессора, так и при ее испытаниях в составе полноразмерного авиационного ТРДД.

В ходе испытаний выполняли следующие измерения. Для проведения динамического тензометрирования лопатки и диск вентилятора препарировали проволоочными тензорезисторами (база 5 мм). Для диагностирования АК с помощью пульсаций статического давления потока корпус вентилятора препарировали высокочастотными датчиками пульсаций давления потока фирмы «РСВ». Для анализа по корпусной вибрации использовались вибропреобразователи МВ43-5Б.

На рис. 5 представлены примеры зависимости параметров динамических процессов (вибрационных напряжений, пульсаций давления потока, корпусной вибрации) во временной области, а на рис.6 – в частотной области.

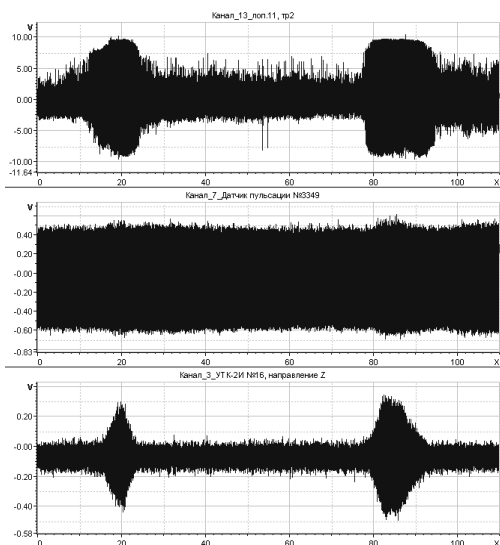


Рис .5. Графики динамических процессов во временной области с тензорезистора, датчика пульсаций давления потока и вибропреобразователя

Как видно из рис. 5 резкий рост вибрационных напряжений (верхняя зависимость) сопровождался одновременным увеличением амплитуды корпусной вибрации (нижняя зависимость). При этом, каких-либо существенных изменений по амплитуде сигнала

ла с датчика пульсаций давления потока не наблюдалось (средняя зависимость).

На рис. 6 изображены три спектрограммы динамических сигналов в момент возникновения АК.

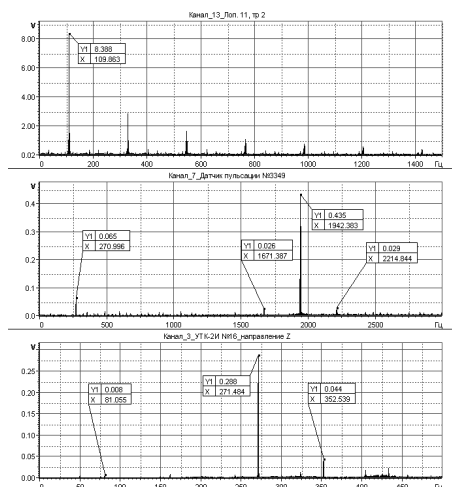


Рис. 6. Спектры сигналов с тензорезистора, датчика пульсаций давления потока и вибропреобразователя

На верхней спектрограмме показана зависимость вибрационного напряжения от частоты колебаний, где доминирует компонента на частоте основного тона колебаний (110 Гц).

На средней спектрограмме - зависимость уровня сигнала с датчика пульсаций давления потока от частоты колебаний, где доминирует составляющая с частотой следования лопаток (1942 Гц). При этом присутствуют: субгармоника с диагностической частотой (271 Гц) и две комбинационные супергармоники (1671 Гц и 2214 Гц), равноотстоящие от частоты следования лопаток вентилятора на расстояние, равное значению диагностической частоты.

На нижней спектрограмме - зависимость уровня сигнала с датчика вибраций от частоты колебаний, где доминирует компонента на диагностической частоте (271 Гц), определяемая по формуле (1).

Из рис. 5 и 6 видно, что по информативности сигнал, полученный с вибропреобразователя, не уступает сигналу, полученному с тензорезистора, значительно превышая диагностические компоненты с датчика пульсаций давления потока.

Заключение

Проведенный анализ зарегистрированной с тензорезисторов, датчиков пульсаций давления потока и вибропреобразователей информации показал преимущества предлагаемого способа диагностики АК лопаток вентилятора ТРДД в режиме реального времени, при котором в качестве основного диагностического признака используют корпусную вибрацию.

Литература

1. Динамика авиационных газотурбинных двигателей / Под ред. И.А. Биргера, Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 232 с.
2. Kurkov A., Dicus J. Synthesis of Blade Flutter Vibratory Patterns Using Stationary Transducers. – ASME Paper N78-GT-160. – Apr. 1978.
3. Хориков А.А. Прогнозирование и диагностика флаттера лопаток осевых компрессоров. – М.: ЦИАМ, 2002 (Тр. ЦИАМ № 1311).
4. Патент РФ на изобретение № 2111469 Способ диагностики колебаний рабочего колеса турбомашин. А.А. Хориков, дата публ. 20.05.1998.
5. Сачин В.М., Туманов Н.В., Шатохин А.Г. Бесконтактная вибродиагностика флаттера рабочих колес компрессоров // Аэроупругость лопаток турбомашин. – М.: ЦИАМ. – Вып. 4. – С. 195-206 (Тр. ЦИАМ № 1221).
6. Патент РФ на изобретение № 2296970 Способ диагностики автоколебаний рабочего колеса турбомашин (варианты) / А.Л. Михайлов, В.В. Посадов, В.В. Воинов, А.В. Фирсов, дата публ. 10.04.2007.

Поступила в редакцию 28.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, В.И. Богданов, ОАО «Научно-производственное объединение «Сатурн», Рыбинск.

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, О.Н. БЫЛИНКИНА¹, Т.П. ГРЫЗЛОВА²¹Федеральное государственное унитарное предприятие РФ
«Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия²Рыбинская государственная авиационная технологическая академия
им. П.А. Соловьева, Рыбинск, Россия

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДИСКРЕТНОГО ВЕЙВЛЕТ-ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ И КОНТРОЛЕ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ГТД

На основе рассмотрения возможностей вейвлет-преобразования сигнала, особенностей формирования вибропроцессов в ГТД, а также проблем обработки вибросигналов обсуждаются возможные области использования вейвлет-анализа применительно к исследованиям динамического нагружения ГТД и в задачах виброконтроля этих двигателей. Даны примеры эффективного применения W-анализа.

вибропроцессы, вейвлет-преобразование, лопатки, вибронагруженность, динамическое нагружение, виброконтроль

Введение

Несмотря на достаточно большой объем публикаций о возможностях вейвлет-анализа применительно к различным областям науки и техники (см., например, подробный обзор литературных источников И.М. Дремина, О.В. Иванова и В.А. Нечитайло с авторским комментарием [1], а также [2]), вопросам реального использования такого анализа при исследовании вибропроцессов в авиационных ГТД до последнего времени не уделялось должного внимания. Известен лишь один пример успешного использования вейвлетов применительно к динамическим процессам в ГТД – ранняя диагностика помпажного срыва в двигателе по изменению пульсаций давления воздуха в компрессоре [3].

Настоящая работа – постановочная. В ней предпринята попытка обосновать области эффективного применения вейвлет-преобразования при исследовании динамического нагружения компрессорных лопаток авиационных ГТД, а также в задачах виброконтроля и вибродиагностики этих двигателей. Приведены примеры эффективного использования вейвлет-анализа для реальных вибропроцессов в ГТД.

1. Подходы, использовавшиеся при решении проблемы

Обоснование целесообразности применения вейвлет-преобразования при исследовании динамического нагружения ГТД выполнялось на основе рассмотрения материалов динамического тензометрирования и вибрографирования этих двигателей в натурных условиях их работы на летательных аппаратах. При этом принимались во внимание особенности формирования вибропроцессов в ГТД, проблемы обработки и анализа указанных вибропроцессов во временной и частотной областях [4 – 6], оценивались возможности применения для решения поставленной задачи программно-аппаратного комплекса разработки РГАТА по обработке нестационарных процессов на основе вейвлет-анализа [7].

2. Решение проблемы

2.1. Ожидаемые области приложения вейвлет-анализа применительно к исследованиям динамического нагружения ГТД. Одним из главных преимуществ вейвлет-анализа перед спектральным – возможность оценки локальных особенностей анализируемого процесса на данной частоте во времени

независимо от длины реализации. Это объясняется тем, что базисные функции вейлета $\phi_{j,k}, \psi_{j,k}$ предусматривают связанные между собой не только масштабное преобразование (j), но и смещение (сдвиг) по времени (k).

Любую функцию на выбранном уровне разложения j можно представить в виде суперпозиции вейвлетов

$$f(x) = \sum_k s_{j_n,k} \phi_{j_n,k} + \sum_{j \geq j_n,k} d_{j,k} \psi_{j,k},$$

где применительно к базису Хаара $s_{j_n,k}, d_{j,k}$ – нормированные суммы и разности последовательных пар отсчетов представлений сигнала на разных масштабах.

На самом детальном уровне $j_n = j_{\max}$ остаются только s -коэффициенты и получается так называемое представление скейлинг-функцией

$$f(x) = \sum_k s_{j_{\max},k} \phi_{j_{\max},k}.$$

Из многообразия вариантов представления вейвлет-преобразования остановимся на указанных выше формулах дискретного преобразования, полученных на основе простейшего базиса Хаара, которые и будут использоваться в настоящей работе в рамках программного обеспечения, разработанного в РГАТА под руководством Т.П. Грызловой [7].

Вибропроцессы, фиксируемые в элементах ГТД при вибрографировании и динамическом тензометрировании двигателя, как правило, имеют сложную частотную структуру с многочисленными узкополосными составляющими колебаний, порожденных регулярными (гармоническими) и широкополосными (шумовыми) источниками кинематической и аэродинамической природы [4, 8 – 10].

Оконный спектральный анализ при корректном выборе параметров расчета позволяет в целом адекватно оценивать указанные процессы в частотной области на стационарных режимах полета и работы двигателя, определяющих стационарность анализируемых процессов [5, 8]. Преобразование Фурье с

базисом, состоящим из синусов и косинусов, лежащее в основе спектрального анализа, имеет четкую физическую интерпретацию применительно к вибропроцессам в ГТД. Поэтому вейвлет-анализ будем рассматривать в качестве естественного дополнения к спектральному при исследовании нестационарных вибропроцессов, для которых последний, как известно, имеет принципиальные ограничения [5].

Известно, что введение разночастотности лопаток в колесе турбомшины – эффективное средство воздействия на их вибронгруженность при автоколебаниях и резонансе [10]. Механизм этого воздействия недостаточно изучен. Поэтому приложение вейвлет-анализа при экспериментальных исследованиях взаимодействия во времени близких форм связанных колебаний лопаток неоднородных рабочих колес турбомашин на работающем двигателе по тензосигналам с лопаток (назовем такую постановку задачей № 1), представляется целесообразным.

Отметим, что гипотеза о слабой стационарности, являющейся необходимым условием применения спектрального анализа, по существу вводит допустимые ограничения нестационарности, которыми исследователь вынужден пользоваться. При этом оказываются неучтенными подробности энергетического взаимодействия между лопатками в венце при их связанных колебаниях, определяемые именно нестационарными процессами, природа которых даже на стационарных режимах работы двигателя может обуславливаться, например, точностью поддержания частоты вращения ротора (роторов).

Так, для ТВД с ротором повышенной жесткости методами спектрального анализа было показано, что причина повышенной вибронгруженности рабочих лопаток последних ступеней компрессора этого двигателя кроется в связанных колебаниях лопаток в венце при одновременном резонансе различных групп лопаток, вызванном 12-ой, 13-ой и 14-ой гармониками возбуждения в условиях малых изменений частоты вращения ротора, определяемых

точностью их поддержания системой автоматического регулирования [8].

Такая ситуация оказалась возможной ввиду большого разброса парциальных частот лопаток в колесе, которому, как показал специально проведенный аппаратурный анализ, соответствовал и диапазон изменения кажущейся частоты колебаний (среднего числа пересечений нулевого уровня) каждой конкретной лопатки.

Применение вейвлет-преобразования к подобным вибропроцессам позволит изучать динамическое взаимодействие лопаток при их связанных колебаниях во времени с существенно большими подробностями, чем при использовании методов спектрального анализа, при том, что теоретическое исследование такого взаимодействия представляют собой большую проблему ввиду невозможности задать точные граничные условия в уравнениях динамики для реальных рабочих колес.

Следующая актуальная область приложения вейвлет-преобразования (задача № 2) – идентификация интенсивных колебаний рабочих лопаток КНД на нестационарных режимах работы силовой установки с ТРДДФ, когда эта нестационарность определяется кратковременным забросом частоты вращения ротора N_1 вблизи частоты $N_{1рез}$, соответствующей резонансу. При этом турбулентное воздействие на лопатки так же, как и возбуждающая резонанс окружающая неравномерность потока на входе в ступень, изменяется не только вследствие изменения расхода воздуха через двигатель, но и вследствие изменения геометрии воздухоподводящего канала.

Подобная задача идентификации колебаний лопаток в условиях многофакторного нестационарного воздействия актуальна для переходных процессов ТРДДФ при резком изменении режима двигателя в полете вследствие взаимодействия программ регулирования (ограничения) частоты вращения роторов двигателя, положения створок реактивного сопла и

положения панели сверхзвукового воздухозаборника. При этом не исключено наложение на условия многофакторного нестационарного воздействия и условий, соответствующих минимальным запасам устойчивости лопаток рабочего колеса к флаттеру (например, по приведенной частоте вращения ротора и давлению).

Не менее актуальная задача летно-прочностных испытаний авиационных ГТД (назовем ее задачей № 3), которую представляется удобным решать с помощью вейвлет-анализа – ранее обнаружение по низкочастотной составляющей вибросигнала колебаний двигателя, как твердого тела, либо его совместных колебаний с элементами планера. В качестве такого сигнала может быть использован замер вибраций на корпусе двигателя или переменный тензосигнал с рабочей лопатки турбокомпрессора.

Отметим, что в этом случае используется преимущество вейвлетов (по сравнению с преобразованием Фурье) в более эффективной локализации низкочастотных «деталей» по оси частот [1, 2]. Поэтому частота и уровень анализируемого сигнала может быть на порядок меньше частот и уровня как роторных составляющих вибраций, так и вибрационного отклика лопаток, соответствующих группам форм их колебаний в венце.

Вейвлет-преобразование сигналов может оказаться полезным и в задачах бортового виброконтроля двигателей (задача № 4). В современных системах такого контроля предусмотрено слежение за уровнем первой роторной гармоникой вибраций, измеренных в штатном месте. При этом применяются следящая фильтрация по опорному сигналу с каждого из роторов, либо, что бывает гораздо чаще, контролируется суммарный вибросигнал, замеренный на двигателе в достаточно широкой полосе частот, ограниченной фильтрами ФНЧ и ФВЧ. Во втором случае все другие составляющие вибраций в полосе частот пропускания виброизмерительной аппаратуры воспринимаются, как шумовые, и могут приво-

дуть к завышению нормируемых значений вибраций, которые обычно задаются в виде СКЗ сигнала.

Эффективность бортового виброконтроля в этом случае можно повысить, если взамен использования ФНЧ и ФВЧ фильтров предусмотреть вейвлет-преобразование вибросигнала с обнулением при его восстановлении коэффициентов разложения на масштабах вне рабочей полосы изменения контролируемых роторных частот двигателя.

2.2. Примеры W-анализа реальных вибропроцессов в ГТД на основе базиса Хаара. Такая особенность вейвлет-анализа, как строгая заданность полос фильтрации, определяемая числом используемых коэффициентов (шкал масштабирования), и то обстоятельство, что вместо физически осязаемых и привычных для исследователя-динамика и прочниста понятий энергии колебаний в полосе частот, определяемой формами колебаний системы, приходится иметь дело с осцилляцией вейвлет-коэффициентов относительно частот, не обязательно совпадающих с частотами анализируемого вибропроцесса, заставляют искать качественные закономерности в протекании вейвлет-коэффициентов во времени в надежде получить взаимосвязь этих закономерностей с особенностями диагностированного вибропроцесса на стадии обучения, как это было продемонстрировано в [3].

Для выявления природы вибрационного отклика лопаток вентилятора ТРДДФ при многофакторном нестационарном воздействии вследствие кратковременного заброса частоты вращения ротора N_1 в конце разгона самолета до больших чисел M (задача № 2, сформулированная в разделе 2.1.) сравним результаты W-разложения переменных тензосигналов, замеренных на одних и тех же лопатках для двух ситуаций. Соответствующей задаче №2 и при достаточно быстром (в течение 1,5 секунды) проходе через резонанс лопаток, вызываемый 3-ей гармоникой возбуждения, в процессе увеличения N_1 в стартовых условиях работы двигателя.

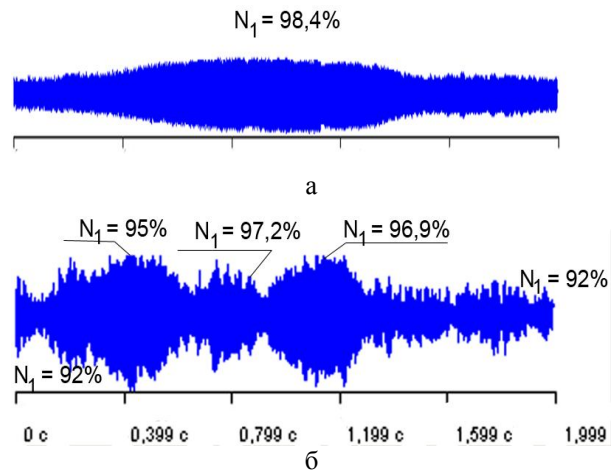


Рис. 1. Осциллограммы переменных напряжений в лопатке при проходе через резонанс (а) и забросе N_1 в полете при уменьшении режима двигателю (б)

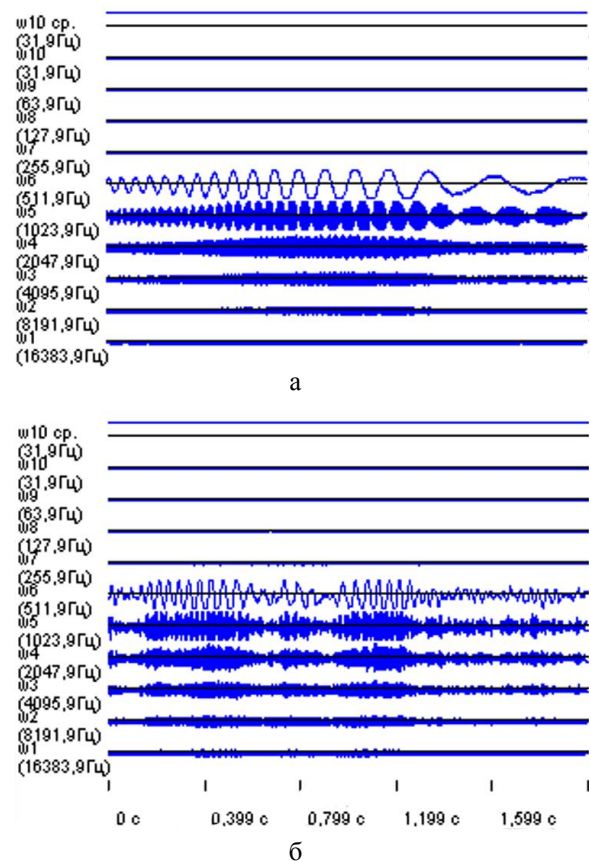


Рис. 2. Разложение вибропроцессов, показанных на рис. 1 по базису Хаара

Как можно видеть из рис. 1 и 2, W-разложение анализируемых вибропроцессов по базису Хаара на 10 масштабах выявило наиболее значимые характерные колебания коэффициентов относительно 6-го и 5-го масштабов 511,9 и 1023 Гц, близких к средним значениям частот первых двух групп форм

колебаний лопаточного венца 509 и 995 Гц соответственно. Рассматриваемые вейвлеты достаточно регулярны и синхронно отслеживают изменения интенсивности исходного вибропроцесса. Значения частот максимальных колебаний коэффициентов 6-го масштаба составили величины ~ 7 и ~ 18 Гц для стартовых условий и полета соответственно. Примечательно, что значения частот колебаний коэффициентов 5-го масштаба для рассматриваемых ситуаций получаются удвоением соответствующих частот 6-го масштаба.

Сравним фазовые сдвиги между вейвлетами одинакового масштаба, полученными для одних и тех же лопаток рабочего колеса при максимальной интенсивности их колебаний в условиях прохода через резонанс на старте и при резком уменьшении режима двигателя в конце разгона самолета до сверхзвуковой скорости полета. Это можно сделать из рассмотрения рис. 3 и 4.

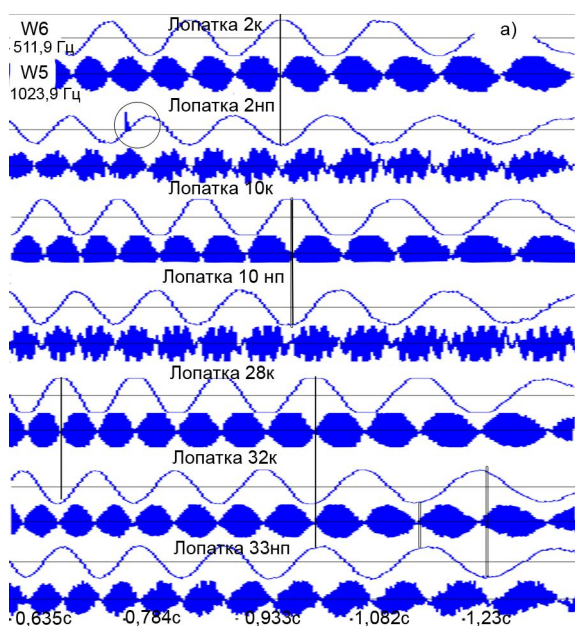


Рис. 3. Иллюстрация фазовых сдвигов между вейвлетами шестого и пятого масштабов для вибропроцессов в лопатках при проходе через резонанс в стартовых условиях

Обращает на себя внимание совпадение относительной фазировки вейвлетов вибропроцессов, замеренных в одних и тех же лопатках для рассматри-

ваемых ситуаций. В частности, вейвлеты, полученные по тензосигналам у корня лопатки 28 и над полкой 33 лопатки, а также над полкой для лопаток №№ 10 и 2 не имеют сдвига по фазе.

Вейвлеты же, полученные преобразованием тензосигналов у корня и над полкой для одних и тех же (№№ 2 и 10) лопаток, находятся строго в противофазе. Для вейвлетов 5-го масштаба (частота 1023,9 Гц) ситуация несколько изменилась.

Колебания коэффициентов, полученных для одной и той же лопатки, оказались в фазе при сохранении фазовых сдвигов для вейвлетов, полученных по тензосигналам с других лопаток, как для 6-го масштаба.

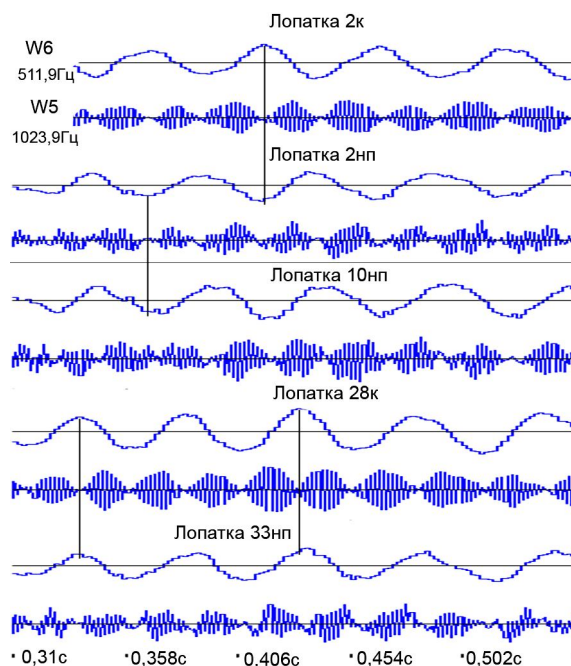


Рис. 4. Иллюстрация фазовых сдвигов между вейвлетами шестого и пятого масштабов для вибропроцессов в лопатках при уменьшении режима двигателя в сверхзвуковом полете

Идентичность относительных сдвигов фаз между вейвлетами одинакового масштаба, полученными в одних и тех же точках замера обследуемой динамической системы для двух проверяемых проявлений нестационарного вибрационного отклика, можно трактовать как следствие одинаковой природы возбуждения колебаний.

В самом деле, один из сравниваемых случаев соответствует резонансу лопаток, вызываемому 3-ей гармоникой возбуждения, что означает бегущую против вращения колеса волну деформации с тремя узловыми диаметрами и фиксированным сдвигом фаз между колебаниями различных лопаток. Таким образом, можно утверждать, что два характерных интенсивных «всплеска» колебаний лопаток КНД при кратковременном забросе частоты вращения ротора N_1 в полете до величины, существенно меньшей той, при которой отмечался резонанс лопаток при более медленных темпах изменения N_1 , также вызваны резонансом 3-й гармоники возбуждения.

Использование вейвлет-преобразования для раннего обнаружения низкочастотных динамических процессов в ГТД по тензосигналу с рабочей лопатки КНД иллюстрируется рис. 5. Обращает на себя внимание, что появление низкочастотной составляющей тензосигнала на физической частоте 39 Гц по его спектру было обнаружено лишь на 8-й секунде против альтернативы – через 2,5 секунды по вейвлетам.

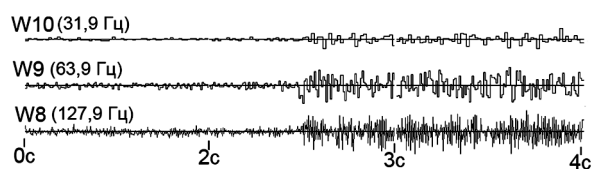


Рис. 5. Иллюстрация обнаружения низкочастотной составляющей тензосигнала на частоте 39 Гц в лопатке по вейвлетам 8, 9 и 10 масштабов

Заключение

Полученные результаты свидетельствуют об эффективности использования вейвлет-преобразования при анализе вибропроцессов в ГТД применительно к идентификации колебаний в условиях нестационарных воздействий, в том числе и для раннего обнаружения опасных динамических процессов в ГТД.

Литература

1. Дремин И.М., Иванов О.В., Нечитайло В.А. Вейвлеты и их использование // Успехи физических наук РАН. – 2001. – Т. 171, № 5. – С. 465-501.
2. Астафьева Н.М. Вейвлет-анализ: основы теории и примеры применения // Успехи физических наук РАН. – 1996. – Т. 166, № 11. – С. 1145-1170.
3. Control / I.M. Dremin, V.I. Furletov, O.V. Ivanov et al. // Eng / Pract/ 2001.
4. Коровин Б.Б. Оценка нагружения элементов конструкции ГТД в условия полета // Летные испытания газотурбинных двигателей / Под ред. Г.П. Долголенко. – М.: Машиностроение, 1983. – С. 83-91.
5. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1967. – 280 с.
6. Коровин Б.Б., Червонюк В.В., Климова С.Н. Анализ вибрационных процессов в ГТД с помощью специализированных систем обработки. – М.: ЦИАМ, 1982. – № 970. – 240 с.
7. Грызлова Т.П., Пиралишвили Г.Ш., Шепель В.Т. Методическое и программное обеспечение обработки нестационарных процессов на основе Wavelet-анализа // Вестник двигателестроения: Научн. техн. журн. – 2006. – № 3. – С. 135-139.
8. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа // Аэроупругость турбомашин. – К.: Наук. думка, 1980. – С. 159-168.
9. Иванов В.П. Колебания рабочих колес турбомашин. – М.: Машиностроение, 1983. – 190 с.
10. Динамика авиационных двигателей / Под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Шорра. – М.: Машиностроение, 1981. – 380 с.

Поступила в редакцию 30.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук М.В. Колотников, ФГУП ММПП «Салют», Москва.

УДК 681.5

В.М. БОЙКО, В.А. СЕДРИСТЫЙ*ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина***АНАЛИЗ ВИБРАЦИОННОГО СОСТОЯНИЯ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ
МАЛОРАЗМЕРНЫХ ГТД НА БАЗЕ ГАЗОГЕНЕРАТОРА ДВИГАТЕЛЯ АИ-450**

Рассмотрены технические средства контроля и диагностики газотурбинных двигателей, проведен анализ вибрационного состояния однокаскадного газогенератора.

газогенератор, модуль контроля роторных вибраций, коэффициент вибраций**Введение
и постановка задачи**

Датчики и сигнализаторы, установленные на двигателе АИ-450, обеспечивают контроль его технического состояния бортовыми и наземными электронными средствами.

Электронный регулятор двигателя цифровой (РДЦ-450) принимает электрические сигналы с датчиков и сигнализаторов и преобразовывает их в цифровой код.

В РДЦ реализуются алгоритмы управления и контроля двигателя.

Также РДЦ получает из бортовых систем информацию о внешних условиях (давление и температура наружного воздуха, скорость, высота полета).

Результатом работы алгоритмов контроля РДЦ являются диагностические сообщения типа “событие” о выявленных отказах и неисправностях двигателя и его систем, которые передаются в бортовые системы для их визуализации и регистрации.

Одной из важнейших проблем при создании и доводке авиационных газотурбинных двигателей (ГТД) является снижение уровня вибрации [1, 2]. В зависимости от задачи, решаемой с помощью приборов или систем измерения и анализа вибрации, к ним предъявляются различные технические требования. Существующие технические средства разделены на несколько классов [1]:

а) *средства допускового контроля и аварийной защиты* (их обязательной функцией является измерение величины виброскорости или вибросмещения в стандартной полосе частот);

б) *индикаторы состояния объектов контроля*;

в) *средства вибрационного мониторинга* (основным назначением средств вибрационного мониторинга является обнаружение необратимых изменений вибрации оборудования и прогнозирование скорости их развития);

г) *средства вибрационной диагностики*. Наряду со стационарными системами широкое применение находят и портативные переносные системы мониторинга и диагностики, оснащенные экспертными или автоматическими диагностическими программами. В состав переносной системы входят портативный прибор (приборы) обеспечивающий изменение и анализ вибрации в тяжелых промышленных условиях, компьютер с программой мониторинга, содержащей базу данных и выполняющий ряд операций анализа сигналов и обработки результатов анализа, а также экспертная или автоматическая программа диагностики, обрабатывающая полученную диагностическую информацию;

д) *исследовательские приборы и системы*. Среди задач, стоящих перед вибрационным мониторингом и диагностикой стоят и такие, решение которых требует проведение специальных исследований, для которых может не хватить возможностей типовых

анализирующих приборов. Многие из таких приборов и систем строятся на базе виртуальных анализаторов, т.е. компьютеров с входными устройствами, поддерживающими различные виды измерительных приборов.

Анализ вибрационного состояния однокаскадного газогенератора АИ-450

Контроль вибрации двигателя АИ-450 на вертолете осуществляется модулем контроля роторных вибраций (модуль), который конструктивно входит в состав РДЦ, во всем диапазоне частот вращения роторов турбокомпрессора (ТК) и свободной турбины (СТ) двигателя.

Модуль имеет три канала измерения и осуществляет раздельный непрерывный контроль вибрации каждого из роторов методом слеящего анализа с автоматической настройкой на измеряемую гармоническую составляющую по сигналам от датчиков частоты вращения ДТА-15, а также контроль обоих роторов в широкой полосе частот.

Модуль обеспечивает:

- контроль вибрации роторов ТК (канал ТК) и СТ (канал СТ) по первым роторным гармоникам с помощью узкополосных слеящих фильтров;
- контроль вибрации роторов ТК и СТ (канал ТК+СТ) в полосе частот с помощью полосового фильтра в случае выхода из строя одного из датчиков частоты вибрации, переключение на контроль по этому каналу производится автоматически;
- автоматическую настройку на частоты контролируемых гармонических составляющих в каналах ТК и СТ;
- измерение амплитуды виброускорения в месте установки датчика вибрации;
- выдачу сигналов, пропорциональных уровню контролируемого виброускорения, в бортовые системы.

– выдачу сигналов на сигнальные табло ПО-
ВЫШЕННАЯ ВИБРАЦИЯ, ОПАСНАЯ ВИБРАЦИЯ, ОТКАЗ ВИБРО.

Одним из обязательных контролируемых параметров является вибрация корпуса компрессора и турбины и значение коэффициента вибрации.

Модуль имеет встроенную систему контроля (ВСК) для проверки его работоспособности, а также исправности линий связи с датчиком вибрации и каждого из датчиков частоты вращения.

На стенде ГП «Ивченко-Прогресс» были проведены испытания однокаскадного газогенератора. В основном, газогенератор АИ-450 отличается от базового двигателя АИ-450 отсутствием свободной турбины, вала свободной турбины и набора шестерен для вывода мощности от вала свободной турбины.

Наружные корпусные детали, обвязка газогенератора и его крепление на испытательном стенде не отличаются от двигателя АИ-450.

При виброисследовании газогенератора АИ-450 датчики вибрации устанавливались в плоскости передней подвески в вертикальном, поперечно-горизонтальном и продольно-горизонтальном направлениях; в плоскости задней подвески в вертикальном направлении.

Выводы

Был проведен анализ вибрационного состояния однокаскадного газогенератора АИ-450.

В результате проведенных испытаний было установлено следующее:

1. Вибрационные характеристики газогенератора с соплами и без сопла имеют повышение амплитуды вибрации в плоскости передней подвески на частотах вращения:

$$n_{\text{ТК}} = (42000 \pm 1500) \text{ об/мин};$$

$$n_{\text{ТК}} = (48000 \pm 1000) \text{ об/мин},$$

в плоскости задней подвески на частотах вращения

$$n_{\text{тк}} = (45000 \pm 1500) \text{ об/мин,}$$

$$n_{\text{тк}} = (49000 \pm 1500) \text{ об/мин.}$$

Однако эти повышения амплитуд вибрации не стабильны по частотам вращения.

2. Вибрации газогенератора на установившихся частотах вращения не стабильны. Самопроизвольно повышаются с $k = 7,5$ до $k = 30$ в плоскости передней подвески и с $k = 1$ до $k = 6$ в плоскости передней подвески. Вибрации газогенератора самопроизвольно понижаются с $k = 18$ до $k = 5$ в плоскости задней подвески и с $k = 10$ до $k = 1,5$ в плоскости передней подвески.

3. Заклинивание упругого кольца в передней опоре газогенератора ухудшает вибрационное состояние газогенератора и приводит к возрастанию вибраций в плоскости передней подвески.

4. Постановка в передней опоре газогенератора кольца (масляного демпфера) приводит к повышению амплитуды вибрации на частотах вращения в плоскости передней подвески в направлении (Z), $n_{\text{тк}} = 45500$ об/мин, в направлении (Y), $n_{\text{тк}} = 48500$ об/мин с увеличением вибрации до $k = 20$.

5. При постановке усиленной втулки стяжной с хвостовиком и моментом затяжки $M = 27...32$ кгс·м до частот вращения $n_{\text{тк}} = 51500$ об/мин вибрации газогенератора не превышали в плоскости передней подвески $k = 2,5$, в плоскости задней подвески $k = 5$. На частоте вращения $n_{\text{тк}} = 52600$ об/мин вибрации повысились в плоскости передней подвески до $k = 5$, в плоскости задней подвески до $k > 35$.

6. При постановке в переднюю опору газогенератора упругого кольца в корпус опор турбин упруго-масляного демпфера и стяжки втулки стяжной

моментом $M = 27...32$ кгс·м максимальные вибрации с соплом 1,2 ном во всем диапазоне рабочих частот вращения до вращения $n_{\text{тк}} = 52380$ об/мин не превышали в плоскости передней подвески $k = 2$, в плоскости задней подвески $k = 3,5$.

7. В центробежном компрессоре лопатки диффузора являются мощным источником возбуждения рабочего колеса. Возбуждение генерируется полем статического давления направляющего аппарата.

При сверхзвуковом обтекании лопаток направляющего аппарата скачки уплотнения достигают рабочего колеса, вызывая сильное импульсное возбуждение, богатое гармониками. При этом основной составляющей возбуждения выступает первая роторная гармоника, однако наибольший уровень возбуждения может реализоваться на более высоких гармониках.

В результате проведенных испытаний, было установлено, что вибрационное состояние газогенератора двигателя АИ-450 позволяет проводить стендовые испытания по исследованию и доводке параметров газогенератора.

Литература

1. Ключев В.В. Неразрушающий контроль. – М.: Машиностроение, 2006. – 829 с.
2. Т/о № 160/2003-450-ГО1. Анализ вибрационного состояния однокаскадного газогенератора АИ-450-ГО1. – 2003. – С. 149.

Поступила в редакцию 28.05.2007

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

УДК 620.178 : 53.082.4(045)

С.Р. ИГНАТОВИЧ¹, Н.И. БУРАУ², С.С. ЮЦКЕВИЧ¹¹*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*²*Национальный технический университет Украины «КПИ», Украина*

ВИБРОАКУСТИЧЕСКАЯ ДИАГНОСТИКА УСТАЛОСТНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ ОБРАЗЦОВ ИЗ АЛЮМИНИЕВОГО СПЛАВА

Рассмотрена возможность использования метода свободных колебаний для виброакустической диагностики усталостной поврежденности образцов из сплава на основе алюминия. Разработаны методики периодического виброакустического контроля образцов и обработки акустических сигналов в процессе циклического нагружения. Полученные результаты по изменению безразмерных амплитудных дискриминант акустических сигналов от числа циклов нагружения.

усталость, поврежденность, виброакустическая диагностика, амплитудные дискриминанты

Введение

Эволюция процессов деградации прочности конструкций обычно моделируется с использованием функции повреждаемости – накопления повреждений, причем повреждение материала изделия во времени трактуется как отклонение его контролируемых свойств от начальных [1]. В качестве критериев поврежденности используются проявляющиеся на макроскопическом уровне и поддающиеся контролю параметры: величина остаточной пластической деформации, степень износа или коррозии, длина магистральной трещины. При этом имеется возможность проведения объективных количественных оценок текущего состояния, а прогнозирование долговечности или остаточного ресурса может быть осуществлено с достаточно высокой степенью точности.

Однако для многих реальных конструкций отклонения свойств материалов от исходных значений не всегда проявляются в макроскопических масштабах. Например, поврежденность на инкубационной стадии усталости реализуется на микроструктурном размерном уровне и характеризуется отклонением от начальных значений определенных физико-механических свойств материала (экзоэлектронной эмиссии, позитронной аннигиляции, внутреннего

трения, удельного остаточного сопротивления и т.п.) [2]. Перспективным является также использование методов наноиндентирования и наносклерометрии для диагностики состояния поверхностного слоя материалов конструкций, работающих в условиях циклического нагружения [3, 4].

Можно констатировать, что с разработкой новых аппаратных средств контроля физико-механических свойств материалов, новых методов получения и обработки диагностической информации, проблема контроля текущего технического состояния объектов в эксплуатации по критериям исчерпания прочности приобрела еще большую актуальность и значимость. Это в полной мере относится и к использованию возможностей виброакустической диагностики.

1. Формулирование проблемы

На сегодняшний день методы акустической диагностики получили распространение при контроле конструкций из неметаллических материалов. Акустический импедансный метод, который положен в основу большинства аппаратных средств контроля, состоит в определении разности механических импедансов бездефектной и дефектной областей объекта контроля [5].

Одним из наиболее теоретически исследованных и широко используемых на практике методов вибрационной и акустической диагностики элементов конструкций является низкочастотный (0...25 кГц) виброакустический метод свободных колебаний (МСК), состоящий в ударном возбуждении свободно затухающих упругих колебаний объекта диагностики с последующим анализом их параметров и характеристик [5, 6]. Метод позволяет контролировать как элементы металлических конструкций, так и изделия из неметаллических материалов с низким модулем Юнга и является эффективным для диагностики зарождающихся усталостных повреждений, дефектов расслоения, нарушения соединений и т.п.

Повреждения, реализующиеся на субмикро- и микроструктурном размерных уровнях металлических материалов – дислокационные субструктуры, вакансии, поры, микротрещины объективно приводят к изменениям упругих и неупругих характеристик материалов при длительном воздействии нагрузок. Физическая природа эволюции таких характеристик как модуль упругости, внутреннее трение, плотность [7] будет обуславливать изменение параметров свободных колебаний объектов, в частности параметров акустических сигналов при возбуждении колебаний. Эффективность МСК для диагностики трещиноподобных повреждений миллиметрового размерного уровня в колеблющихся лопатках ГТД подтверждается соответствующими теоретическими и экспериментальными исследованиями [8].

Цель настоящей работы состоит в исследовании возможностей МСК для диагностики усталостной поврежденности сплава Д16АТ на стадии структурных изменений до формирования трещины миллиметровой длины.

2. Решение проблемы

2.1. Методика проведения эксперимента. Испытаниям на усталость подвергались плоские образцы двух видов – без концентратора и с концен-

тратором в виде центрального отверстия диаметром 4 мм. Образец без концентратора – корсетного типа. Выбор типа образцов обусловлен необходимостью исследования различных объемов повреждающегося материала. В корсетном образце максимальную нагрузку воспринимает все поперечное сечение по ширине «тали» образца. В образце с концентратором область повреждающегося материала локализована в небольшом объеме, примыкающем с двух сторон к отверстию.

Испытания проводились на сервогидравлической машине с компьютерным управлением Bi-00-202V (разработки фирмы BiSS, Бангалор, Индия) с использованием дополнительно к базовому программному обеспечению MTL7 приложения «Function Generator», поддерживающему адаптивный контроль, что позволяло уменьшить ошибку при проведении испытаний по схеме «мягкого» нагружения.

Образцы подвергались циклическому нагружению растяжением с частотой 12 Гц. Для корсетного образца максимальное напряжение цикла составляло 200 МПа, а для плоского с отверстием – 120 МПа.

Перед нагружением и периодически в процессе циклической наработки образцы проходили виброакустический контроль. Для этого использовался МСК, в соответствии с которым возмущающий элемент (ударник) кратковременно контактирует с контролируемым объектом, и после возбуждения не оказывает влияние на параметры и характеристики свободных колебаний объекта [8].

При контроле образцы снимались и консолю крепились в зажим нижней частью (рис. 1). На фиксированном расстоянии H от зажима с образцом кратковременно контактировал ударник. Звуковые волны, возбуждаемые при контакте, поступали через микрофон на звуковую карту персонального компьютера (ПК), где происходила оцифровка сигнала, и далее в ПК – последующая обработка сигнала. При каждом значении наработки производилось три измерения виброакустического сигнала.

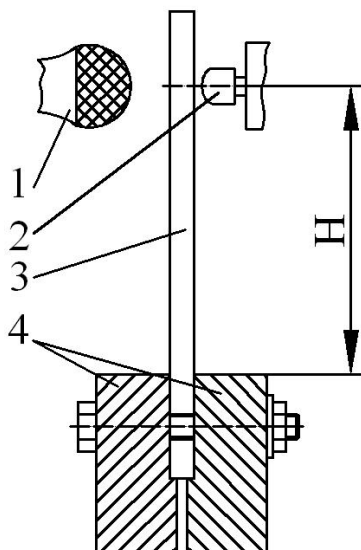


Рис. 1. Схема крепления образца при виброакустическом контроле: 1 – микрофон, 2 – ударник, 3 – образец, 4 – зажимы

2.2. Методика обработки и представления диагностической информации. Для сжатого описания диагностической информации часто используются количественные характеристики измеренных сигналов, так называемые дискриминанты [9]. В диагностических целях виброакустический процесс описывается с помощью одного числа или группы чисел. Как правило, такие параметры и характеристики виброакустических сигналов во временной и частотной областях имеют определенную размерность. При этом связь диагностической характеристики с абсолютными значениями измеряемых параметров приводит к ее неинвариантности и является крайне нежелательной. Поэтому более эффективным является использование безразмерных дискриминант виброакустических процессов, в частности, амплитудных [9].

Безразмерные амплитудные дискриминанты (БАД) определяются на основании размерных дискриминант, семейство которых для стохастического виброакустического процесса $x(t)$ с одномерной плотностью вероятности его мгновенных значений $p(t)$ имеет представление в виде некоторого сред-

него значения амплитуды процесса, которое определяется как корень n -ной степени из момента n -го порядка:

$$x_n = \left[\int_{-\infty}^{+\infty} |x|^n p(x) dx \right]^{\frac{1}{n}}. \quad (1)$$

Для различных значений параметра n определяются следующие размерные амплитудные дискриминанты: ординарная амплитуда $x_{орд}$ ($n = 1/2$); средняя амплитуда $x_{ср}$ ($n = 1$); средняя квадратическая амплитуда $x_{скв}$ ($n = 2$); наиболее вероятная амплитуда $\langle x \rangle$ ($n \rightarrow \infty$). Определенные таким образом амплитуды по-разному отражают свойства и характерные особенности анализируемых сигналов. Ординарная амплитуда повышает значимость составляющих с малой колебательной энергией, средняя квадратическая – составляющих с большой колебательной энергией, а средняя амплитуда равномерно представляет все составляющие. Наиболее вероятная амплитуда представляет собой усредненную меру значимости выбросов нестационарного процесса и может использоваться для характеристики локальных нестационарностей с незначительной энергетической значимостью выбросов.

БАД формируются из компонент (1) в виде отношений усредненных амплитуд:

коэффициент формы $K = x_{скв}/x_{ср}$;

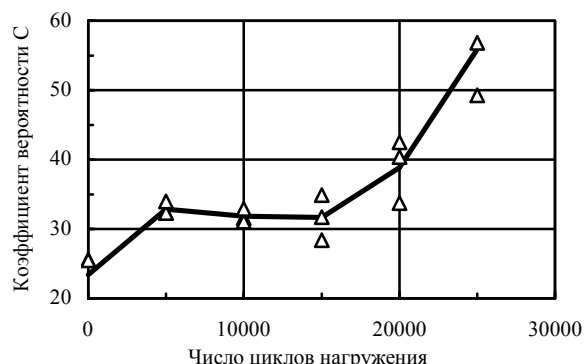
коэффициент вероятности $C = \langle x \rangle/x_{скв}$;

коэффициент импульсности $I = \langle x \rangle/x_{ср}$;

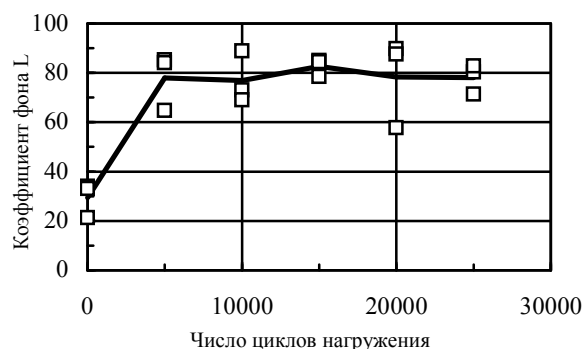
коэффициент фона $L = \langle x \rangle/x_{орд}$.

Определенные таким образом БАД зависят лишь от формы плотности вероятности и не зависят от значений процесса. Изменение формы плотности вероятности мгновенных значений виброакустического процесса свидетельствует об изменении состояния контролируемого объекта, например отклонением определенных физико-механических свойств материала объекта от начальных значений, что целесообразно использовать для диагностических целей.

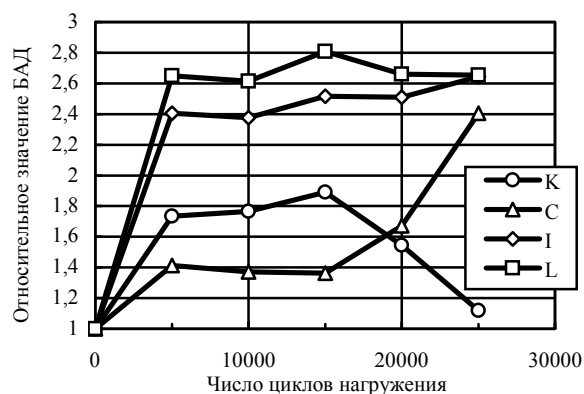
2.3. Результаты эксперимента. При испытании корсетного образца получено, что значения БАД изменяются с числом циклов нагружения (рис. 2).



а



б



в

Рис. 2. Изменение абсолютных значений коэффициентов вероятности (а), фона (б) и относительных значений БАД (в) корсетного образца от числа циклов нагружения

Зависимости средних значений исследуемых БАД от наработки, отнесенные к соответствующим значениям дискриминант, полученным до нагружения, показывают различную реакцию данных диагностических параметров на усталостное поврежде-

ние (рис. 2, в). Для всех БАД характерно изменение значений на первом этапе наработки. При этом наибольшую чувствительность к циклическому нагружению проявили коэффициенты импульсности (в 2,4 раза) и фона (2,65 раза). С увеличением числа циклов эти БАД изменяются практически одинаково, как и коэффициенты формы и вероятности до $N = 1,5 \cdot 10^4$ циклов. В дальнейшем поведение данных коэффициентов зеркально противоположно – коэффициент C увеличивается, а K уменьшается (рис. 2, в). Следует отметить, что корсетный образец не доводился до разрушения (при $N = 2 \cdot 10^4$ циклов на поверхности фиксировалось несколько микрометровых трещин), что дает основание толковать изменения БАД структурными превращениями в материале.

Для образца с концентратором характерно значительно меньшее значение повреждающегося объема материала, что отразилось в более слабой реакции на циклическое нагружение – увеличение в 1,6 раза коэффициента фона L (рис. 3). Коэффициент вероятности C вообще имел значения, меньшие исходных.

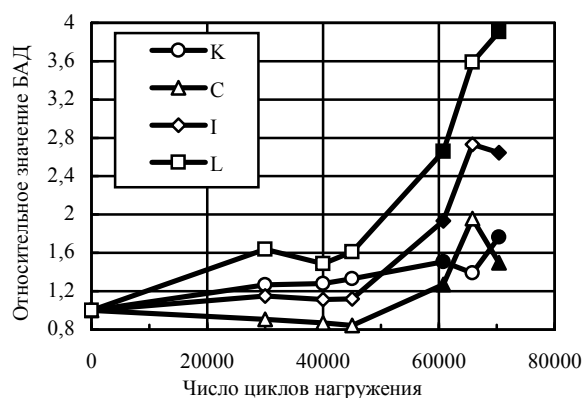


Рис. 3. Изменение относительных значений БАД образца с концентратором от числа циклов нагружения; темные точки соответствуют последовательному образованию трещин с двух сторон отверстия

Изменение БАД при увеличении циклической наработки для образца с концентратором (рис. 3) в общем случае такое же, как и зависимости, полу-

ченные на корсетном образце (рис. 2). Коэффициент фона L имеет небольшой пик при $N = 3 \cdot 10^4$ циклов (на рис. 2, в – при $N = 1,5 \cdot 10^4$ циклов), остальные коэффициенты практически не изменяются.

Характерной является реакция БАД на возникновении трещин у концентратора. Первая трещина с одной стороны отверстия образовалась при $N = 6,08 \cdot 10^4$ циклов, вторая трещина, с другой стороны отверстия – при $N = 7 \cdot 10^4$ циклов. Максимальное увеличение значения при образовании 1-й и 2-й трещин зафиксировано для коэффициента L – в 2,66 и 3,9 раза соответственно. Представляет интерес аналогичное ранее рассмотренному зеркальное изменение коэффициентов C и K в промежутке между образованием 1-й и 2-й трещин (рис. 3).

Заключение

Представленные результаты свидетельствуют о перспективности применения метода виброакустической диагностики для оценки состояния конструкционных алюминиевых сплавов при циклическом нагружении. При этом эффективным является использование безразмерных амплитудных дискриминант виброакустических процессов. Необходимы дальнейшие исследования, направленные на обоснование физической природы изменения БАД при структурной повреждаемости, их реакции на процессы микропластического деформирования и разрушения.

Литература

1. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
2. Яковлева Т.Ю. Локальная пластическая деформация и усталость металлов. – К.: Наук. думка, 2003. – 238 с.
3. Оценка поврежденности поверхностного слоя материалов при циклическом нагружении методами наноиндентирования и наносклерометрии / С.Р. Игнатович, И.М. Закиев, Д.И. Борисов, В.И. Закиев // Пробл. прочности. – 2006. – № 4. – С. 132-139.
4. Игнатович С.Р., Закиев И.М., Борисов Д.И. Диагностика усталостной поврежденности деталей методами вдавливания и царапания поверхности индентором // Двигатели внутреннего сгорания: Межвуз. научн.-техн. журн. – 2005. – № 2 (7). – С. 118-122 (ХПИ).
5. Ланге Ю.В. Акустические низкочастотные методы и средства неразрушающего контроля многослойных конструкций. – М.: Машиностроение, 1991. – 272 с.
6. Виброакустическая диагностика неметаллических элементов конструкций летательных аппаратов / С.Р. Игнатович, Н.И. Бурау, И.М. Закиев, А.Д. Коган // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2006. – № 10 (36). – С. 7-10.
7. Криштал М.А., Лепин Г.Ф. Исследование повреждаемости металлов путем измерения упругих, неупругих и других физико-механических характеристик // Пробл. прочности. – 1978. – № 8. – С. 40-46.
8. Игнатович С.Р., Бурау Н.И., Тяпченко А.Н. Результаты экспериментальных исследований виброакустического метода свободных колебаний для диагностики роторных элементов авиационных двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технологія: Наук. техн. журн. – 2003. – № 5 (40). – С. 79-81.
9. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.В. Киндрачук, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 621.45.01

В.Ю. БЕРЕЖНОЙ¹, М.М. КУДИН², О.Д. ДЕГТЯРЁВ²¹ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Украина²Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина

ДИАГНОСТИКА ПУЛЬСАЦИОННОГО ГОРЕНИЯ СОВРЕМЕННЫМИ СРЕДСТВАМИ ИЗМЕРЕНИЯ

Произведено экспериментальное сравнение пригодности двух типов малоинерционных датчиков давления для контроля пульсационного горения в низкоэмиссионной противоточной камере сгорания газотурбинного двигателя. Приведены результаты спектрального анализа сигналов тензометрического и пьезоэлектрического датчиков при плавном наборе мощности двигателя.

газотурбинный двигатель, камера сгорания, пульсационное горение, малоинерционный датчик давления, спектральный анализ

Введение

При доводке газотурбинных двигателей (ГТД) с низкоэмиссионными камерами сгорания специалисты часто сталкиваются с пульсационным горением.

Распространенным способом предотвращения разрушения камеры сгорания (КС), вызванного этим явлением, является контроль уровня пульсаций давления воздуха в КС. При этом надежность работы первичных средств измерения (датчиков), работающих в тяжелых вибрационных и температурных условиях, часто остается недостаточной.

В данной статье представлены результаты совместных испытаний малоинерционных датчиков давления тензометрических датчиков МТРП производства ГП НПКГ «Зоря-Машпроект» [1] и пьезокерамических датчиков СР103, СР235 производства Vibro-meter (Швейцария) [2] на работающем двигателе.

Формулирование проблемы

При доводке двигателей с низкоэмиссионными камерами сгорания производства ГП НПКГ «Зоря-Машпроект» (г.Николаев) возникли трудности в получении достоверной информации об уровне динамической составляющей давления воздуха в камере сгорания (пульсаций давления).

Впервые на предприятии пульсационное горение в камере сгорания было обнаружено при выполнении требования заказчика по минимальным выбросам NOx и CO. При непродолжительной работе КС на экологическом режиме появлялись дефекты конструкции КС.

Для контроля величины пульсаций давления вначале использовались датчики ЛХ610. Главный недостаток этого датчика - его низкая рабочая температура (не более 523 К). Датчик приходилось охлаждать технологическим воздухом, что давало дополнительную шумовую составляющую к общему уровню сигнала.

Датчик собственного производства, выполненный на основе мембранного тензорезисторного преобразователя (МТРП), давал достоверные показания, не требовал охлаждения, но не обладал достаточным ресурсом работы. Разработка датчика пульсаций давления для КС ГТД, работоспособного при температурах до 823 К и уровне вибрационной перегрузки до 500g оказалась сложной и дорогостоящей технической задачей.

Поскольку качество диагностики пульсационного горения в КС ГТД напрямую в значительной степени зависит от свойств первичных преобразователей, возникла проблема их выбора.

Решение проблемы

Для решения данной проблемы были выбраны и опробованы датчики различной конструкции, среди которых были МТПП производства ГП НПКГ "Зоря-Машпроект" и CP103, CP235 производства Vibrometer (Швейцария). В результате испытаний на двигателе было установлено, что лучшими эксплуатационными свойствами в условиях КС ГТД обладает пьезоэлектрический датчик CP103. Его основные технические характеристики приведены в табл. 1. На рис. 1 даны его температурная и частотная характеристики.

Таблица 1
Характеристики датчика CP103

Диапазон измерений, Па	4-2000000
Максимально допустимая перегрузка, МПа	25
Линейность в диапазоне измерений, %	± 1
Чувствительность к виброускорению не более, Па/g	21
Резонансная частота, кГц	50
Неравномерность частотной характеристики в диапазоне 2Гц-10кГц, %	± 5
Диапазон рабочих температур, К	77 – 923
Перегрузка при ударе	до 2000 g

Датчик имеет взрывобезопасное исполнение, динамически откалиброван при производстве и не требует периодической калибровки в эксплуатации.

Работоспособность этого датчика была проверена при натурных испытаниях двигателей различной мощности, а также при длительной работе в условиях эксплуатации двигателей в энергетической и газоперекачивающей промышленности.

Измерительный канал пульсаций давления включает в себя датчик CP103, усилителя IPC704, блок гальванической развязки GSI 124 и электронный блок VM600. Характеристики узлов измерительного канала представлены в табл. 2. Канал существенно ослабляет электрические помехи, которые могут повлиять на результаты измерения пульсаций давления воздуха в КС.

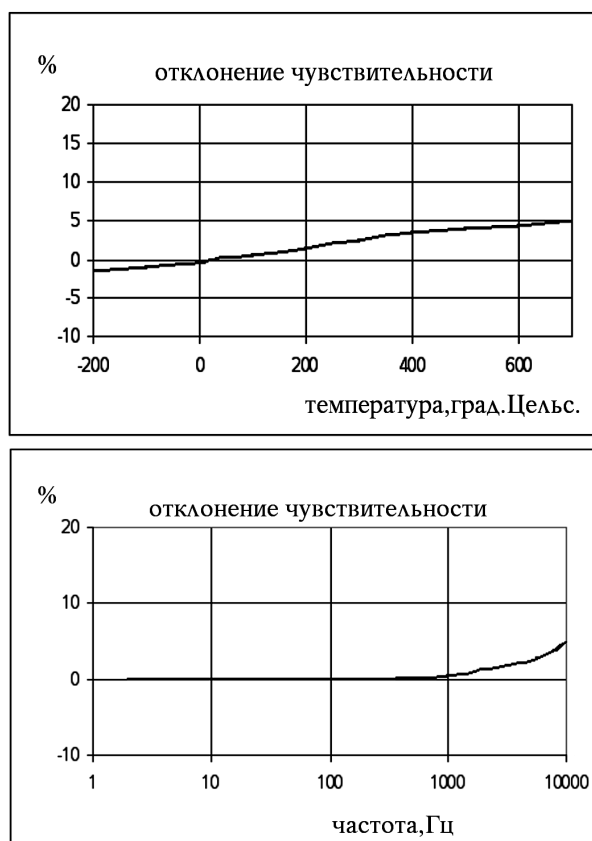


Рис. 1. Температурная и частотная характеристика датчика CP103

Таблица 2
Погрешности измерительного канала

Вид погрешности	Погрешность, %
Датчик давления CP103	
Нелинейность	± 1
Неравномерность частотной характеристики в полосе 120-1200 Гц	± 1
Изменение чувствительности при температуре 500 °C	4
Усилитель сигнала IPC704	
Нелинейность	0,2
Блок гальванической развязки GSI122/GSI124	
Нелинейность	$\pm 0,2$
Плата обработки сигнала MPC4	
Нелинейность	± 1
Выход 4-20 мА платы входов/выходов IOC4T	
Нелинейность	$\pm 0,5$
Суммарная погрешность канала	4.397

Как видно из таблицы, максимальная погрешность измерительного канала не превышает 4,4%, что приемлемо для научно-исследовательских работ и промышленного мониторинга уровней пульсации.

Основные технические характеристики пьезоэлектрического датчика динамического давления СР235, представлены в табл. 3 и на рис. 2.

Таблица 3
Характеристики датчика СР235

Диапазон измерений, Па	5-5000000
Максимально допустимая перегрузка, МПа	10
Линейность в диапазоне измерений, %	± 1
Чувствительность к виброускорению не более, Па/g	20
Резонансная частота, кГц	55
Неравномерность частотной характеристики в диапазоне 2Гц-10кГц, %	± 5
Рабочая температура, К	218 – 793
Перегрузка при ударе	до 1000g



Рис. 2. Температурная и частотная характеристика датчика СР235

Как видно из рисунка, температурная характери-

стика этого датчика хуже соответствует условиям испытания.

Для проведения сравнительных испытаний в условиях работающего двигателя, на наружном кожухе трубчато-кольцевой КС было установлены два датчика СР103, один датчик СР235 и три датчика МТРП вблизи от датчиков СР. Схема установки датчиков на двигателе приведена на рис. 3.

Определение работоспособности датчиков проводилось при испытании двигателя на стационарных и переходных режимах. В данной статье приводятся результаты, полученные при плавном увеличении мощности от 1 МВт до 20 МВт за время 500 секунд.

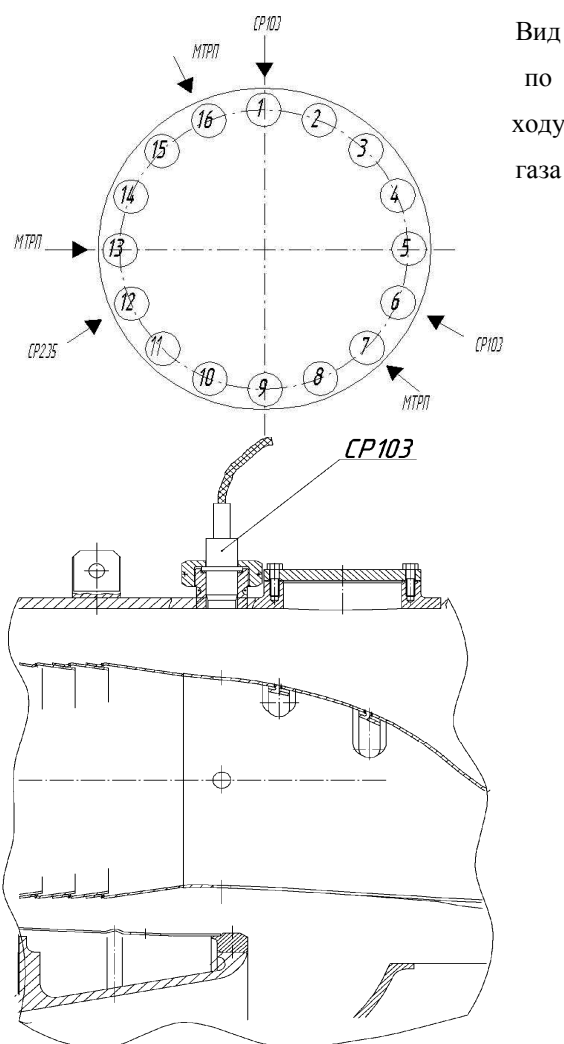


Рис. 3. Схема установки датчиков на двигателе

Обработка сигналов для всех датчиков производилась в частотном диапазоне 30 – 1200 Гц, пред-

ставляющем наибольший интерес для исследования пульсационного горения. Основным признаком пульсационного горения является увеличение среднего квадратического значения (СКЗ) пульсаций давления газа в КС. Записи этой величины при плавном наборе мощности двигателя показаны на рис. 4 – 6.

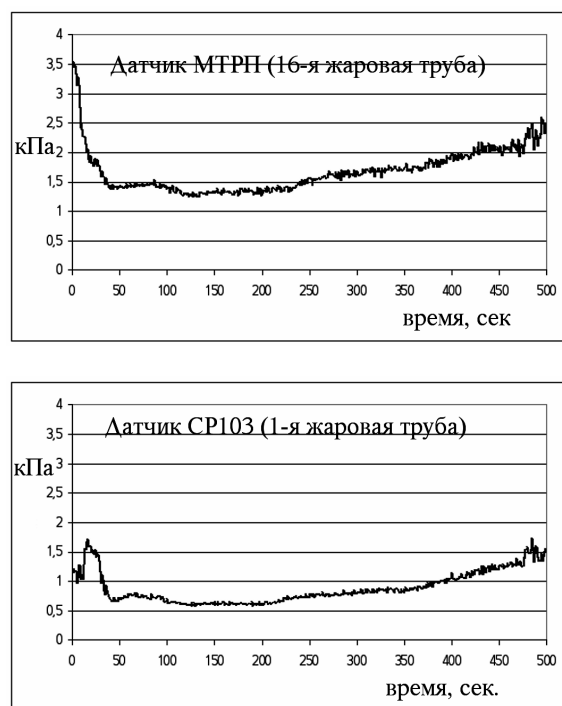


Рис. 4. СКЗ пульсаций давления газа в КС

Из рисунков видно, что датчики МТРП и СР приблизительно одинаково качественно отражают изменение среднего уровня пульсаций на промежуточных режимах (50 – 450 сек.), однако датчики СР в среднем показывают меньшее СКЗ пульсаций, чем датчики МТРП, что может быть вызвано различиями калибровки. Однако в зонах наибольшего интереса, там где пульсации наиболее сильны, датчики показали нерегулярные расхождения, которые нельзя объяснить из рис. 4 – 6. Возможные причины расхождений – различные условия горения в отдельных жаровых трубах, особенности монтажа отдельных датчиков и различия динамических характеристик самих датчиков (МТРП и СР).

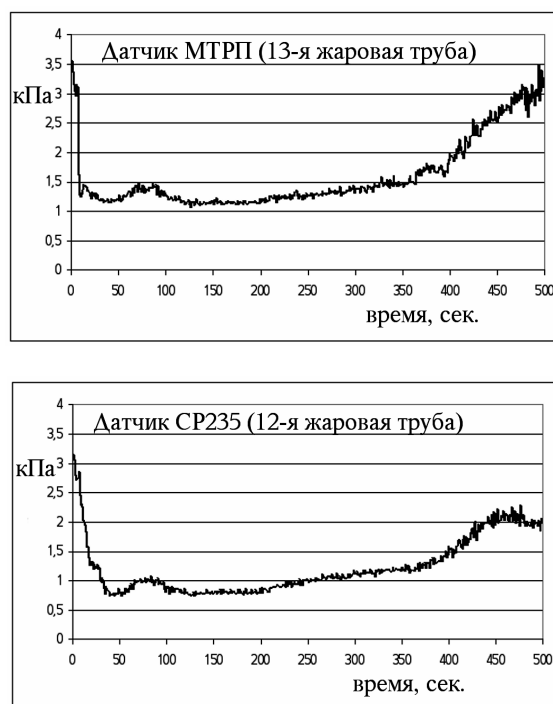


Рис. 5. СКЗ пульсаций давления газа в КС

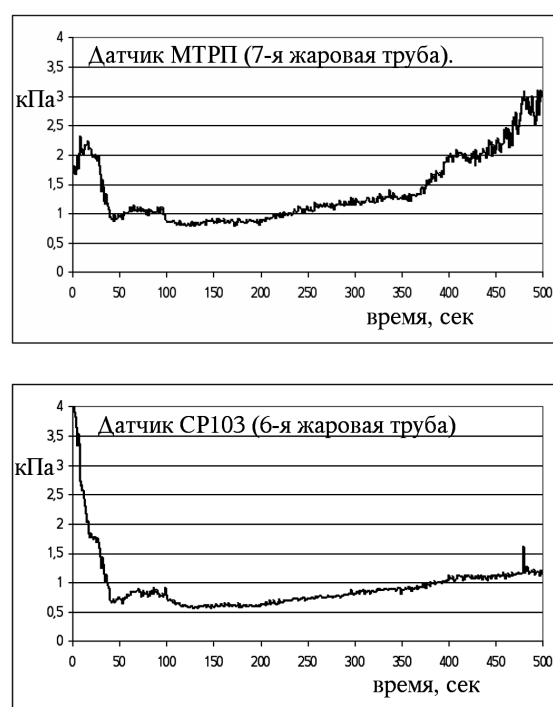


Рис. 6. СКЗ пульсаций давления газа в КС

Для более подробного изучения свойств сигнала и различий в показаниях датчиков был произведен его спектральный анализ на 5-й, 250-й и 490-й секунде набора мощности. Результаты этого анализа приведены на рис. 7 – 15. По оси ординат отложены СКЗ пульсаций давления газа в КС.

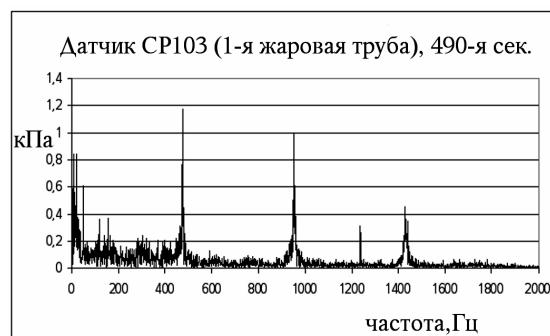
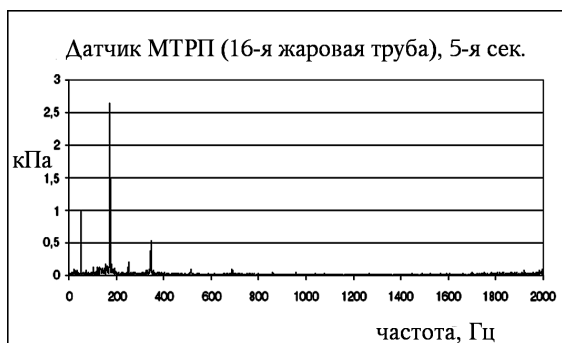
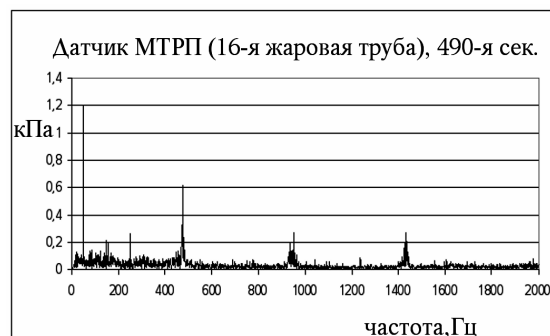
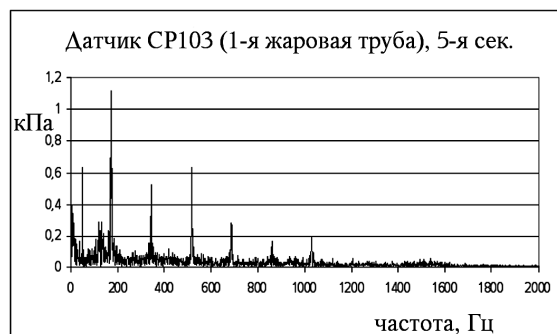


Рис. 7. Спектры пульсаций давления газа в КС

Рис. 9. Спектры пульсаций давления газа в КС

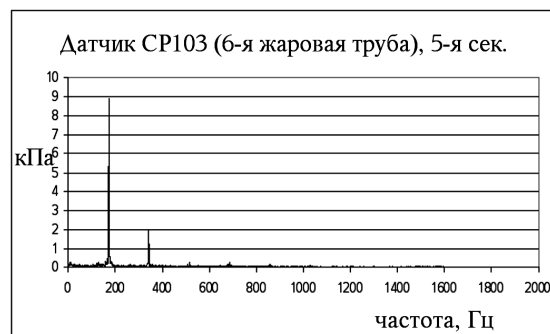
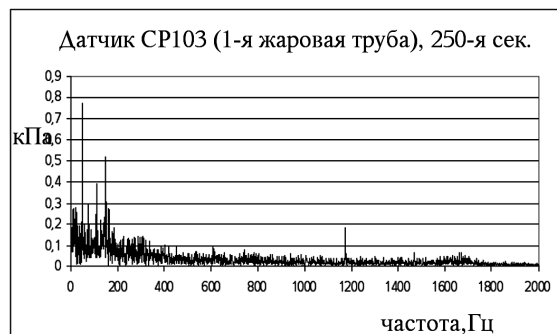
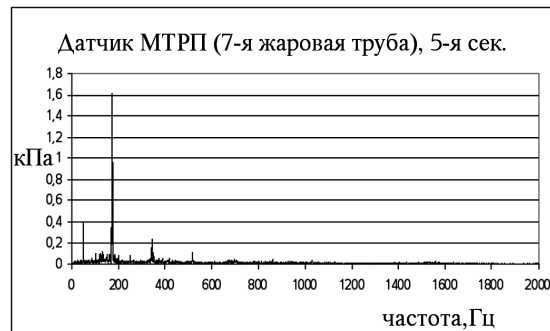
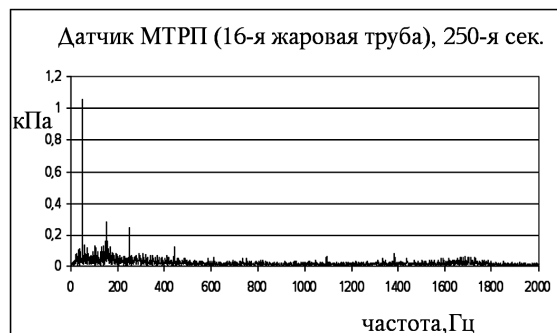


Рис. 8. Спектры пульсаций давления газа в КС

Рис. 10. Спектры пульсаций давления газа в КС

Двигатель работал на генератор, поэтому на всех режимах присутствовала частота 50 Гц со своими гармониками. По ее величине можно сделать вывод о большей помехозащищенности канала датчиков СР. В сигналах наблюдаются составляющие пульсаций давления и их гармоника, а также шум, характерный для турбулентного движения воздуха.

Из рисунков видно, что датчики СР обладают большей чувствительностью, дают больше гармоник и тонких деталей спектра, поэтому, если учесть к тому же их лучшие эксплуатационные характеристики, то они больше подходят для построения диагностических систем.

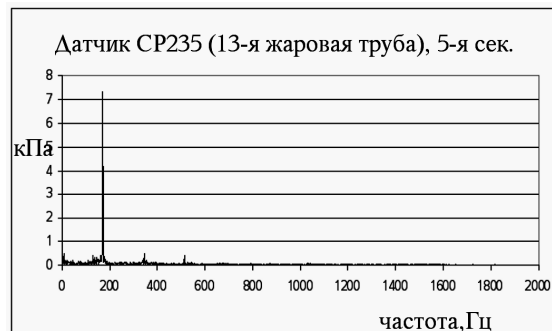
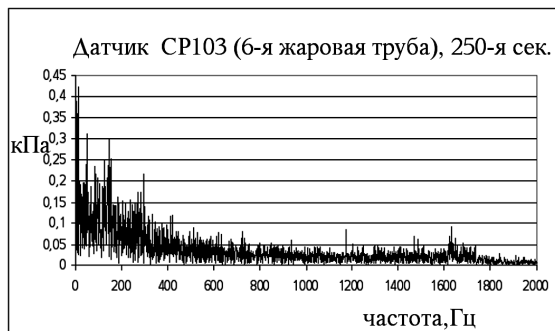
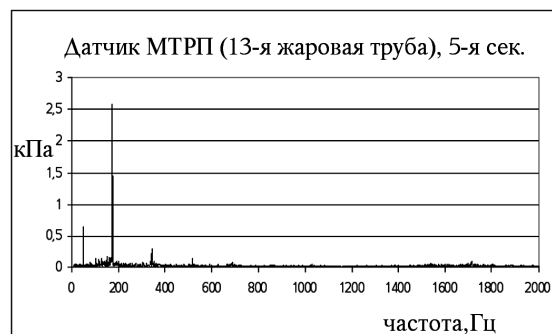
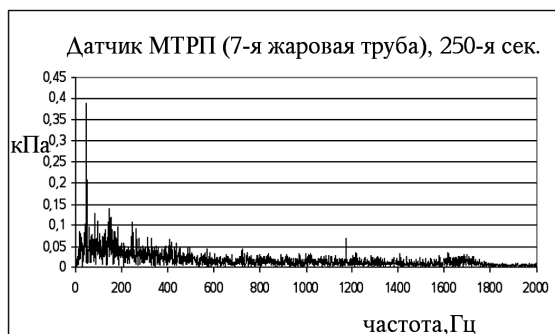


Рис. 11. Спектры пульсаций давления газа в КС

Рис. 13. Спектры пульсаций давления газа в КС

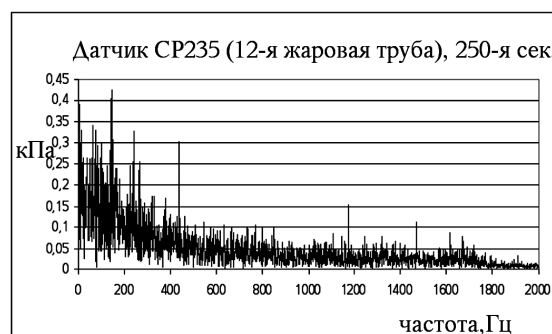
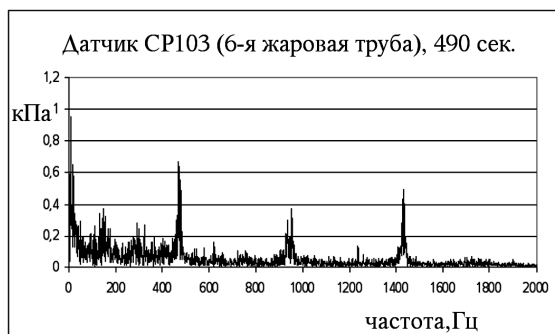
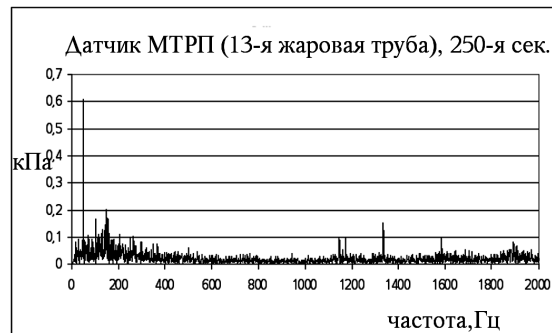
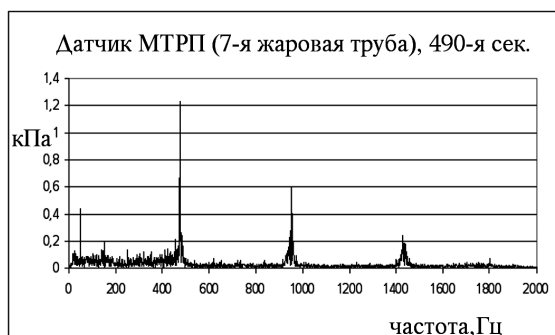


Рис. 12. Спектры пульсаций давления газа в КС

Рис. 14. Спектры пульсаций давления газа в КС

Пульсации давления газа, судя по изменению их фундаментальной частоты на разных режимах по мощности, инициируются газодинамическими возмущениями за компрессором. Для датчиков МТРП наблюдаются две-три гармоника, для датчиков СР – три-четыре.

С точки зрения диагностики возникновения дефектов КС более важными являются пульсации при максимальной мощности, когда давление в камере выше.

В табл. 4 приведены величины СКЗ пульсаций давления газа в КС на фундаментальной частоте.

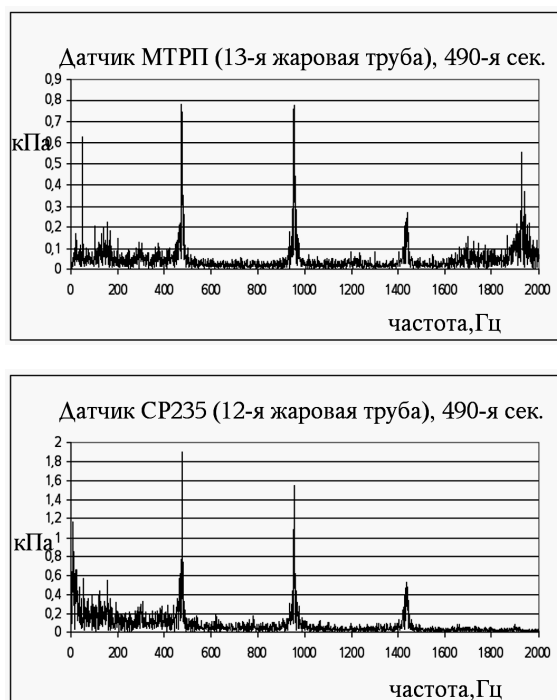


Рис. 15. Спектры пульсаций давления газа в КС

Таблица 4

СКЗ пульсаций давления, кПа

№ жак- ровой тру- бы	Тип датчика	режимы		
		5-я сек. частота 172Гц	250-я сек.	490-я сек. частота 477Гц
1	CP103	1,1	–	1,2
16	МТРП	2,7	–	0,6
6	CP103	9	–	1,2
7	МТРП	1,7	–	0,65
12	CP235	7,2	–	1,9
13	МТРП	2,5	–	0,78

Для построения диагностической микропроцессорной системы удобно использовать как среднее квадратическое значение пульсаций давления, так и его значения на фундаментальной частоте и гармониках. Для каждого типа двигателя предельные значения этих величин можно определить в зависимости от напряженного состояния элементов конструкции КС. Так как среднее время наработки на отказ измерительного канала с датчиками CP103, CP235 в условиях КС ГТД составляет 93000 часов, то такая система будет непрерывно отслеживать

возникновение пульсационного горения на протяжении всего срока эксплуатации двигателя.

Заключение

Сравнительные испытания на реальном двигателе показали, что малоинерционные пьезоэлектрические датчики давления CP103 и CP235 более надежны в эксплуатации, более чувствительны, имеют лучшие динамические свойства, чем тензометрический датчик МТРП. Применение датчиков CP103 и CP235 в составе микропроцессорных диагностических систем позволит надежно контролировать уровень пульсаций давления воздуха в низкоэмиссионных камерах сгорания в течение всего ресурса ГТД.

При этом для построения диагностических признаков удобно использовать средние квадратические значения пульсаций давления газа в камере сгорания и их спектральные составляющие.

Литература

1. Преобразователь мембранный тензорезисторный давления МТРП. Паспорт 10306.П010ПС. – Николаев, ЦНИОКР «Машпроект», 2004. – 30 с.
2. Piezoelectric pressure transducer type CP103, model P/N143-103-000-931. EC Type Examination Certificate number: LCIE02ATEX6107X – Vibrometer. – Frieburg, Switzerland, 2002. – 47 с.
3. Определение источника повышенных пульсаций давления на входе в камеру сгорания газотурбинного двигателя / А.А. Филоненко, В.Ю. Бережной, О.Д. Дегтярев, М.М. Кудин // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2006. – № 7 (33). – С. 98-101.

Поступила в редакцию 4.06.2007

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

УДК 629.7 : 621.3

С.В. ГУБИН, Т.Ю. ИВАНОВА, М.Н. НАКАЗНЕНКО

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

АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ, МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ И ДИАГНОСТИКИ ЭЛЕМЕНТОВ ГАРАНТИРОВАННОГО ЭНЕРГОСНАБЖЕНИЯ ДЛЯ ОБОРУДОВАНИЯ КОСМИЧЕСКОГО РАКЕТНОГО КОМПЛЕКСА

Рассмотрены существующие и перспективные структуры систем гарантированного энергоснабжения на основе источников бесперебойного питания, применяемых во внутренних сетях электропитания космических ракетных комплексов. Представлены возможные методы анализа качества электропитания путем моделирования состояния сети. Оценены условия поддержания качества за счет контроля и диагностики внутреннего состояния химических накопителей энергии, работающих в составе источников бесперебойного питания.

система гарантированного энергоснабжения, космический ракетный комплекс, моделирование, источник бесперебойного питания, электрохимический аккумулятор, диагностика, контроль

Введение

Значительные изменения в индустрии систем гарантированного энергоснабжения (СГЭС) напрямую связаны с повышением требований к качеству электроснабжения промышленных объектов и, в частности, космических ракетных комплексов. Территориальное расположение КРК зачастую не позволяет рассчитывать на гарантированное энергоснабжение от внешней энергосистемы, а сети не способны обеспечить заданные требования. Необходимые нормы качества энергоснабжения, предъявляемые к электропитанию оборудования КРК, решаются за счет введения источников бесперебойного электропитания (ИБП) во внутренней системе энергоснабжения. Применение современных ИБП, включающих электрохимические накопители энергии определило проблему анализа сети с ИБП и более глубокого контроля и диагностики накопителей энергии, как базовых элементов энергоснабжения.

1. Формулирование проблемы

Анализ качества энергоснабжения КРК. Анализ публикаций по проблеме энергоснабжения КРК (например [1, 2]) показывает, что качественное и надежное электропитание обеспечивается интегрированной

системой энергоснабжения космического ракетного комплекса (СЭС КРК), а собственно СЭС КРК представляют собой совокупность систем генерирования, преобразования и распределения электроэнергии, предназначенных для обеспечения функционирования потребителей электроэнергии, технических систем и технологического оборудования ракетного комплекса. Определяющую роль в обеспечении надежного электроснабжения КРК играют их системы внешнего и внутреннего электроснабжения (рис. 1).

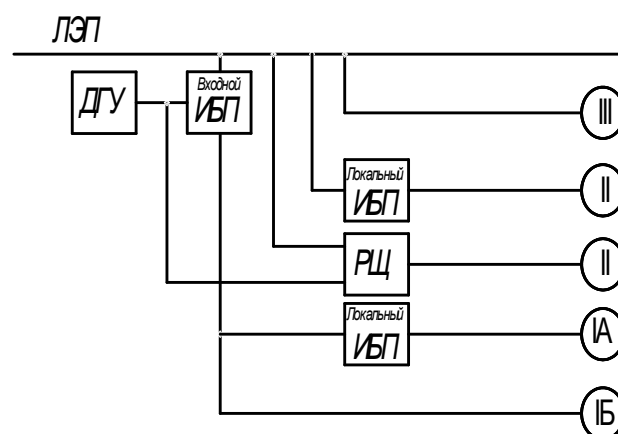


Рис. 1. Структурная схема СГЭС КРК

Особенность технологического процесса подготовки ракеты-носителя (РКН) к пуску отличает его от других, требующих гарантированного энерго-

снабжения. Отличия выражаются в:

- значительной интенсивности технологии процесса подготовки и проведения пуска РКН;
- жесткой циклограмме работы технологического оборудования КРК, связанной с необходимостью пуска РКН в строго определенное время;
- применении взрывоопасных и отравляющих топливных компонентов;
- неравномерном графике энергопотребления, который носит ступенчатый характер;
- высокой степени надежности технологических систем во время максимума нагрузки и недоступностью к ним обслуживающего персонала при проведении пуска РКН;
- многоплановости функционирования наземного технологического оборудования, которая характеризуется периодичностью, цикличностью, высокой интенсивностью и продолжительностью штатных работ.

Указанные признаки выдвигают особые требования к системе электроснабжения технологического оборудования КРК, в структуру которой входят три независимые друг от друга системы:

- электроснабжения технологического оборудования стартового комплекса;
- электроснабжения технологического оборудования технического комплекса ракеты-носителя;
- электроснабжения технологического оборудования технического комплекса космического аппарата и головного блока.

Очевидно, что проблема анализа качества энергоснабжения в системах бесперебойного питания КРК является актуальной и может проводиться на основе численного моделирования на специализированных математических моделях с включением параметров контроля накопителей энергии в составе СГЭС.

2. Решение проблемы

2.1. Моделирование сети. Моделирование сети позволит провести анализ качества питающего на-

пряжения большой группы оборудования в заданных ограничениях при допустимых отклонениях и, как следствие, ввести необходимую защиту приборов, а на конечных этапах создания сети, в частности внутреннего энергоснабжения, проверить устойчивость при изменении характера и величины нагрузки с учетом работы накопителей энергии в составе ИБП.

Необходимым этапом решения задач управления, прогнозирования поведения, моделирования СЭС является получения их адекватных моделей, которые базируются на теоретическом и на экспериментальном анализе свойств системы. Теоретический анализ основан на изучении физических и химических процессов, которые происходят в системе, позволяет получить математическое описание в виде, например, дифференциальных уравнений. При экспериментальном анализе на основе наблюдений входных и выходных сигналов системы можно получить ее параметрическую или непараметрическую модель.

Наиболее распространены параметрические модели, которые требуют решения задач структурной и параметрической идентификации, включающие при этом ограниченное количество параметров. Разнообразие видов нелинейности в описании модели не позволяет создать единую теорию идентификации таких нелинейных систем, которой является ЭС. Наиболее часто используемый классический подход основан на аппроксимации нелинейности, например рядами Вольтера, Гаммерштейна, Винера, полиномами Колмогорова-Габора и т.д., однако сфера использования таких моделей ограничена. Кроме того, дополнительные сложности в получении адекватного математического описания вызваны наличием в реальных сигналах погрешностей, которые требуют предварительной фильтрации.

Рассмотрим задачу идентификации СЭС, описываемой NARMAX – моделью [3, 4]:

$$\tilde{y}(k) = f[y(k-1), \dots, y(k-m), u(k-1), \dots, u(k-n), k] + x(k), \quad (1)$$

где $\tilde{y}(k), u(i)$ – выходные и входные сигналы объекта в момент времени I соответственно; m, n – порядки опоздания по выходным и входным каналам; $f[\dots]$ – неизвестная нелинейная функция; ξ – погрешность измерения выходного сигнала.

Введем вектор обобщенного входного сигнала

Тогда уравнение может быть записано в таком виде:

$$\tilde{y}(k) = f[x(k), k] + \xi(k). \quad (2)$$

Задача идентификации заключается в оценке функции $f[\dots]$ по измеренным входным и выходным переменным.

Рассмотри схему идентификации СЭС, включающей ИБП, приведенную на рис. 2. Наиболее используемым для решения задачи идентификации нелинейных динамических объектов является многошаговый персептрон (МП) и радиально-базисные сети (РБС), которые используют аппроксимацию нелинейного оператора $f[\dots]$ нейронной сетью.

Уравнение МП имеет вид:

$$y(k) = f^k \left[\left(\omega^q \right)^T f^{q-1} \left(\omega^{q-1} \right)^{T-1} f^{q-2} \dots \right], \quad (3)$$

где q – количество шаров в сети; ω^i – вектор весовых параметров нейрона; $f^i[\dots]$ – функция активации шара.

Модель типа РБС, которая использует для аппроксимации $f[\dots]$ некоторые функции $\Phi_i(x)$, может быть задана таким способом:

$$\hat{y}(k) = \sum_{i=0}^N c_i \Phi_i(x), \quad (4)$$

где c_i – весовые коэффициенты, которые подлежат определению.

Если базисная функция выбрана в виде

$$\gamma_i(x) = \exp \left\{ -\frac{\|x - r_i\|^2}{r_i^2} \right\}, \quad (5)$$

где γ_i, r_i – центры и радиусы базисных функций соответственно, $\|\dots\|$ – евклидова норма, то определению подлежит вектор

$$\omega(k) = \left(c_0(k), c_1(k), \mu_1^k, \dots, \mu_N^k, c_N(k) \right), \quad (6)$$

который содержит все неизвестные параметры сети.

Задачей идентификации в этом случае является в обучении сети, т.е. в таком настраивании параметров при котором обеспечивался бы минимум функционала

$$J = e^2(k) = M \{ [\tilde{y}(k) - \hat{y}(k)]^2 \}. \quad (7)$$

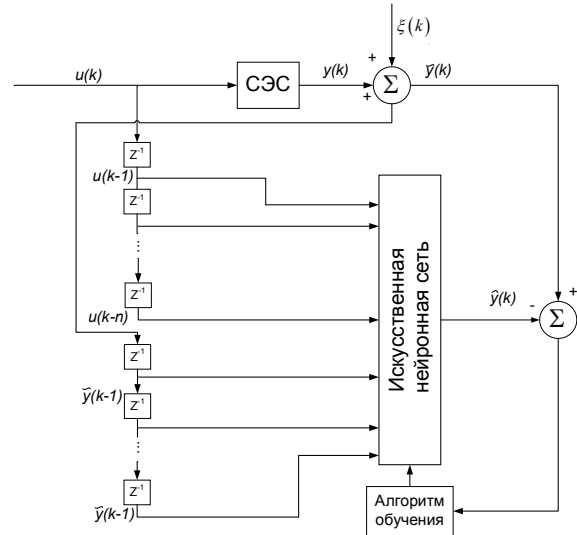


Рис. 2. Схема идентификации СЭС

Обучение сети производится с помощью любого метода минимизации функционала.

2.2. Контроль и диагностика электрохимических накопителей энергии в СГЭС. В ИБП, функционирующих в СГЭС КРК, электрохимические накопители работают в дежурном режиме с подзарядом (рис. 3). В этих условиях эксплуатации в аккумуляторах протекают различные деграционные процессы.

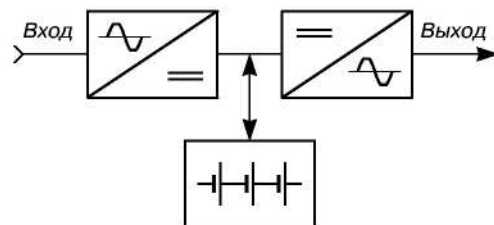


Рис. 3. Структурная схема ИБП

Эти процессы являются достаточно изученными в отдельности, однако, действуя в комплексе чаще

всего трудно предсказуемы, а их своевременный контроль является важной задачей, решение которой во многом определяет качество работы ИБП и всей СГЭС, особенно во внештатных режимах. В результате деградации происходит постепенное снижение выходного напряжения аккумуляторов, что в большинстве случаев приводит к отказу. Деграционные процессы связаны с необратимыми или частично-обратимыми химическими реакциями или структурными изменениями в активных массах электродов и ведут к изменениям во внутренней структуре аккумулятора (рис. 4). Эти изменения неизбежны, однако их можно диагностировать, представляется возможным предсказать, и, в конечном итоге, компенсировать [5].



Рис. 4. Деграционные процессы в аккумуляторах

В связи с этим проблема качественного оперативного контроля и диагностирования состояния аккумуляторов, прогнозирования их параметров в любой момент времени на основе известных текущих технических характеристик по данным оперативной диагностики напрямую пересекается и может быть интегрирована в задачу моделирования сети.

Оценить эффективность работы электрохимических накопителей можно путем анализа их емкостных характеристик, т.е. основным контрольным па-

раметром является емкость аккумулятора [6]. При этом емкость может быть оценена по внешним функциональным откликам и проанализирована по неразрушающему контролю внутреннего состояния электрохимической системы. С учетом того, что емкость аккумулятора зависит от множества параметров, ее однозначное определение по одному из них является весьма сложной задачей. В общем случае емкость электрохимического накопителя может быть описана математической моделью следующего вида:

$$Q = f(U, I, r, T, \varepsilon, n, t, \tau), \quad (8)$$

где U – напряжение на аккумуляторе; I – абсолютная величина тока заряда (разряда); r – внутреннее сопротивление аккумулятора; T – температура эксплуатации аккумулятора; ε – глубина разряда аккумулятора; n – количество циклов; t – время эксплуатации.

Как видно из структуры модели емкость аккумулятора описывается довольно сложной функцией. Реализовать решение такой функции по внешним электротехническим параметрам весьма затруднительно. Для снижения неопределенности в описании аккумулятора можно ввести дополнительный неразрушающий контроль и диагностику внутреннего состояния электрохимической системы. Такой реализуется по схеме двойной функциональной и тестовой диагностики без вмешательства в штатную работу аккумулятора (рис. 5).

Применение такой диагностики позволит выделить главную причину потери емкости которая состоит в перекристаллизации активных масс электродов при длительном взаимодействии с электролитом. Предпосылками к потере емкости с изменением свойств внутренней структуры являются следующие процессы:

- физико-химические процессы на электродах;
- образование мостиков с проводимостью первого рода в материале сепаратора;

– челночные реакции окисления-восстановления
в электролите.

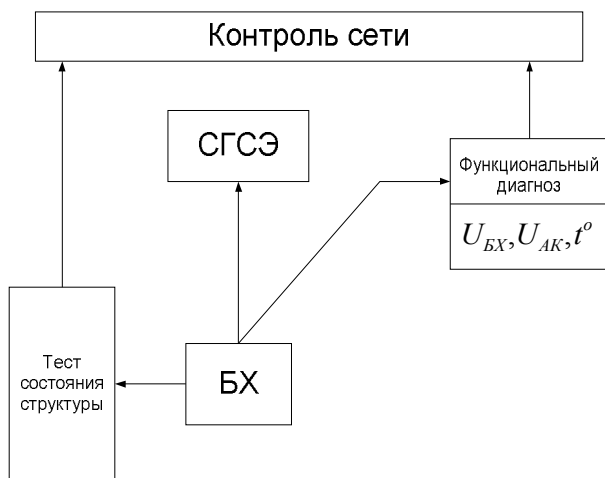


Рис. 5. Схема двойной диагностики электрохимического накопителя в составе СГЭС

Таким образом, для успешного решения задачи диагноза необходимым является контроль параметров штатного функционирования совместно с тестовым неразрушающим контролем внутреннего состояния электродов, электролита и сепаратора.

Серьезным препятствием построения надежного контроля и диагноза аккумулятора является зависимость интенсивности потери емкости от ряда трудно предсказуемых в условиях эксплуатации факторов, таких как:

- замыкание внутренней цепи вследствие образования проводящих мостиков;
- отличная от нормальных условий температура среды хранения и эксплуатации;
- состав и концентрация электролита;
- начальная заряженность.

Количественно оценка потери емкости обычно определяется величиной ее уменьшения за единицу времени хранения. Фактически потеря емкости может быть определена по соответствию функционального и тестового контроля аккумулятора при его работе в дежурном режиме или хранении в заряженном состоянии характерном для систем гарантированного энергоснабжения КРК.

Заключение

Анализ современных систем гарантированного энергоснабжения в плане постановки задачи может быть осуществлен различными методами моделирования сетей. Проведенные предварительные разработки показывают, что наиболее существенный вклад в анализ СГЭС можно выполнить с применением искусственной нейронной сети, в состав которой включается система контроля аккумуляторов, входящих в состав источника бесперебойного электропитания. При этом нейросетевое моделирование на сегодняшний момент только отрабатывается в области моделирования сетей энергоснабжения и требует адаптации для анализа подобных сложных технических систем.

Литература

1. Стромский И.В. Космические порты мира. – М.: Машиностроение, 1996. – 112 с.
2. На космодроме Байконур создана новая система управления коммерческими космическими аппаратами. ИА «ТС-ВПК». – [Электронный ресурс] режим доступа: <http://www.avias.com>.
3. Руденко О.Г., Бодянский Є В. Штучні нейронні мережі. – Х.: ТОВ «Компанія СМІТ», 2006. – 404 с.
4. Ham F.M. Kostanik I. Principles of Neurocomputing for Science and Engineering. – N. Y.: Mc Grsw-Hill Inc., 2001. – 340 p.
5. Романов В.В. Хамев Ю.М. Химические источники тока. 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Сов. радио, 1978. – 264 с.
6. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 240 с.

Поступила в редакцию 10.05.2007

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

УДК 621.51.226.2.53

А.А. ХОРИКОВ, А.Г. ШАТОХИН, Т.И. МАЗИКИНА

Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Россия

СИСТЕМА ДИАГНОСТИКИ АЭРОУПРУГИХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТОК ТУРБОМАШИН НА ОСНОВЕ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ДАТЧИКОВ ПУЛЬСАЦИЙ И ВЕКТОРНЫХ ВИБРОАКСЕЛЕРОМЕТРОВ

Предложена система бесконтактной диагностики колебаний лопаток турбомашин в стендовых условиях по сигналам с высокочастотных датчиков пульсаций потока и векторных виброакселерометров. Показано, что созданная система не только обладает высокой надежностью диагностики аэроупругих колебаний лопаток, но и позволяет снизить затраты на экспериментальные исследования.

волны деформаций, диагностика, лопатки турбомашин, высокочастотные датчики, векторные преобразователи, измерительные каналы, флаттер, вращающийся срыв

Для бесконтактной диагностики аэроупругих колебаний лопаток турбомашин известен способ, основанный на измерении параметров высокочастотных пульсаций статического давления потока в окрестности исследуемого рабочего колеса [1].

В частности, при возникновении флаттера лопаток в потоке возникают волны деформационных возмущений давления с числом узловых диаметров z , которые имеют вид:

$$P(t) = A \left\{ 1 + \sum_{z=1}^{\infty} \delta_{0z} \cos \omega_z t + \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{z=0}^{\infty} I_0(\vartheta_{0z}) P_j \cos \omega_j t + \right. \\ \left. + \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{z=0}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} (-1)^k I_k + \frac{\delta_{0z}}{2} (-1)^{k-1} (I_{k+1} + I_{k-1}) P_j \cos(\omega_j - k\omega_z) t + \right. \\ \left. + \sum_{j=1}^{\infty} \sum_{z=0}^{\infty} \sum_{k=1}^0 I_k + \frac{\delta_{0z}}{2} (I_{k+1} + I_{k-1}) P_j \cos(\omega_j + k\omega_z) t \right\}, \quad (1)$$

где δ_{0z} и ϑ_{0z} – величины, пропорциональные амплитудам изгибной и крутильной составляющим колебаний; $\omega_p = 2\pi f_p$ – частота вращения ротора; $I_k(\vartheta_{0z})$ – функция Бесселя первого рода k – порядка от аргумента ϑ_{0z} ; $\omega_z = \omega_l + z f_p$ – диагностические частоты, обусловленные обобщенным эффектом Доплера; $\omega_l = 2\pi f_l$ – частота колебаний лопатки.

До настоящего времени неизменным условием надежной диагностики являлось близкое расположение датчиков пульсаций к исследуемому объекту. Однако выполнение этого условия часто вызывает большие затруднения из-за необходимости сверления корпуса турбомшины для установки этих датчиков. Предполагалось, что установка этих датчиков

на значительном расстоянии от объекта, очевидно, будет приводить к потере информации об исследуемом вибрационном процессе. Установка однокомпонентных датчиков вибраций обычно не требует сверления корпуса, однако однокомпонентные датчики вибраций измеряют модуль проекции пространственного вектора виброускорения на измерительную ось, положение и ориентация которой никоим образом не связана с вектором деформационной волны при аэроупругих колебаниях лопаток.

В данной работе для повышения информативности диагностики колебаний лопаток предлагается использовать векторные вибропреобразователи фирмы "РЭМ-вибро", созданные на одном пьезок-

ристалле, которые позволяют определять в измерительной точке три ортогональные проекции вектора виброускорения, синфазные с колебательными реакциями этой точки на возмущающие пространственные аэроупругие волны (1).

Созданный на стенде ЦИАМ базовый вариант

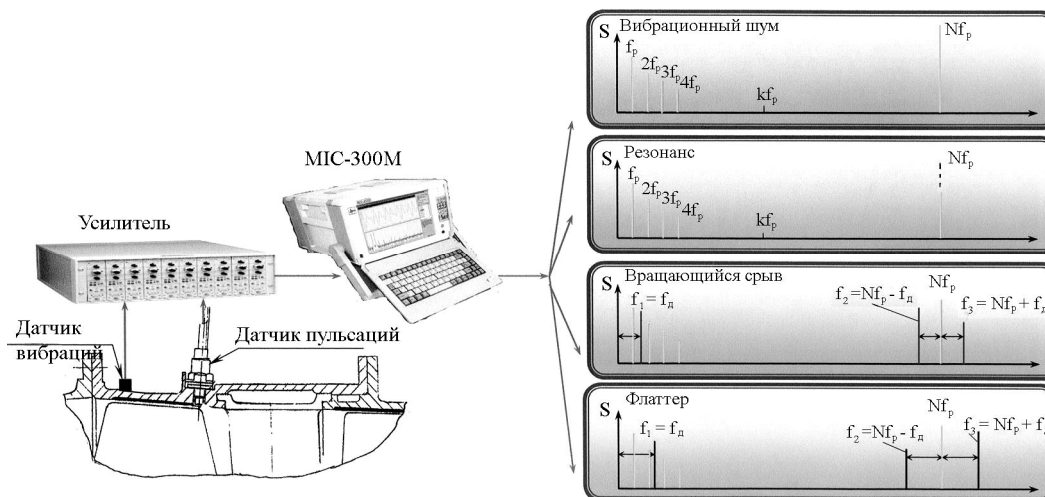


Рис. 1. Система бесконтактной диагностики колебаний лопаток в режиме реального времени на стенде

Принципиальным требованием к реализации ИИС явилось применение современных, надежных СИ серийного исполнения, с гарантийным сроком технического обслуживания не менее 1 года. Аппаратурная реализация системы выполнялась на основе использования отечественных цифровых многоканальных регистраторов-анализаторов фирмы НПП "Мера" MIC-300M. Указанные приборы создавались с учетом технических требований ЦИАМ, разработанных авторами представляемой работы. Совершенствование и адаптирование этих приборов к решению задач динамических процессов и внедрение в отечественное двигателестроение происходило также под их руководством и непосредственном участии. В результате эти приборы были сертифицированы и запущены в серийное производство и по рекомендации ЦИАМ, с учетом приемлемого для нашей промышленности соотношения цена / качество, было начато активное приобретение и использование этих приборов при испытаниях двигателей.

Проведенные исследования показали, что информационно-диагностические возможности и эксплуатационные качества созданной системы пре-

ИИС (рис. 1) включает в себя подсистемы:

- измерения, регистрации и экспресс-анализа высокочастотных пульсаций давления;
- измерения, регистрации и экспресс-анализ высокочастотных вибраций корпусных деталей;
- измерения и регистрации оборотов роторов.

восходят систему тензометрирования при существенно меньших материальных затратах.

В процессе выполнения работы было также установлено, что вибрации, измеренные векторными виброакселерометрами фирмы "РЭМ-вибро", на частотах следования лопаток близки к вибрациям, измеренным по датчикам СА-135 фирмы "Виброметр" по каждой из координатных осей, что позволяет их использовать для определения направления распространения волн деформаций при аэроупругих процессах. Наличие осевой составляющей, обнаруженное с помощью векторных вибродатчиков в спектрах вибраций при флаттере и вращающемся срыве, позволило сделать вывод о том, что диагностические датчики пульсаций можно располагать не непосредственно рядом с исследуемым рабочим колесом, что часто бывает невозможно, а на некотором удалении от него в удобном месте без потери диагностической информации. Следует заметить, что применение векторных вибродатчиков для диагностики аэроупругих процессов имеет следующие преимущества:

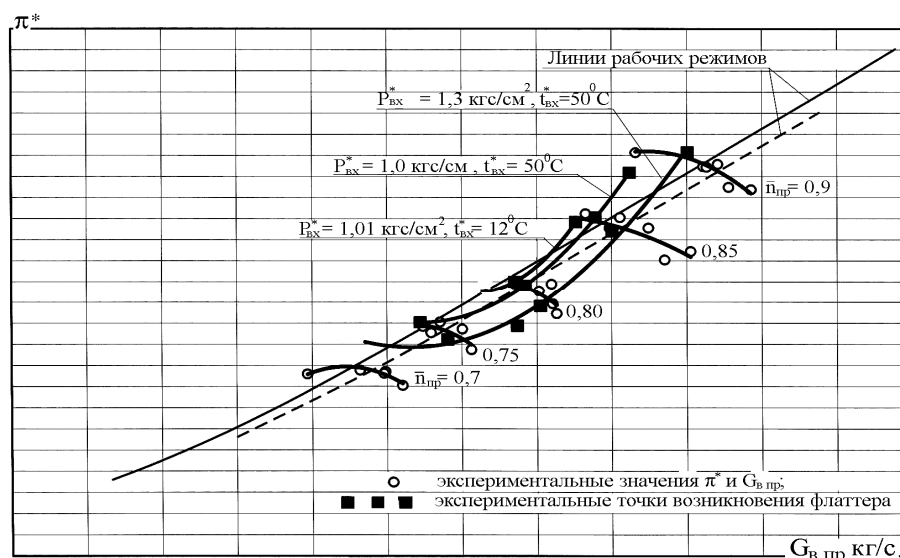


Рис. 2. Границы флаттера лопаток вентилятора на поле напорных характеристик, построенные полиномиальной аппроксимацией экспериментальных данных, полученных ИИС бесконтактной диагностики колебаний лопаток

- не требует конструктивных монтажных доработок исследуемого объекта, необходимых для установки тензодатчиков и датчиков пульсаций;
- предоставляет возможность достоверно регистрировать пространственные динамические характеристики процесса зарождения и развития процесса;
- помимо стендовых испытаний, позволяет проведение оперативной вибродиагностики исследуемых объектов в различных исследовательских и эксплуатационных режимах;
- технологическая проблема размещения диагностических векторных преобразователей существенно упрощена по сравнению с другими измерительными каналами;
- измерительный канал на основе векторных преобразователей существенно дешевле аналогичного комплекта на основе датчика пульсаций и тензометров.

На основе использования созданной ИИС получено наиболее полное подтверждение некоторых ранее выдвинутых теоретических положений и, в частности, были получены новые отличительные признаки срывных колебаний от флаттера лопаток. С использованием созданной ИИС проведены исследования, которые позволили определить место зарождения и интенсивности аэроупругого процесса по тракту турбомашин.

Система была использована при испытаниях вентилятора двигателя малой двухконтурности, когда система тензометрирования лопаток отказала в начале испытаний, и весь намеченный комплекс экспериментальных исследований по исследованию колебаний лопаток был проведен только с использованием этой системы. При этом были не только определены границы вращающегося срыва и флаттера на поле напорных характеристик (рис. 2), но и частоты колебаний лопаток, а также номера диаметральных форм колебаний системы диск-лопатки. Несколько месяцев позднее по требованию Заказчика эти исследования были проведены снова. При этом лопатки были подробно препарированы тензометрами. Результаты, полученные прямым тензометрированием лопаток, полностью подтвердили полученные ранее бесконтактным способом по сигналам с датчиков пульсаций и вибраций.

Литература

1. Патент № 2076307. Способ диагностики колебаний рабочего колеса осевой турбомшины. А.А. Хориков, Б.И., 1997, № 9.

Поступила в редакцию 29.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.В. Фишгойт, Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова, Москва, Россия.

УДК 533.9.07

Т.А. МАКСИМЕНКО, А.В. ЛОЯН, В.А. ФЕДОТЕНКО*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПОВЫШЕНИЯ ТЯГОВОГО КПД СПД
МАЛОЙ МОЩНОСТИ НА РЕСУРСНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ**

В работе приведены результаты экспериментального исследования влияния повышения КПД СПД малой мощности на его ресурсные характеристики. Показано, что повышение тягового КПД двигателя путем изменения конфигурации магнитного поля приводит к снижению скорости эрозии изолятора РК.

стационарный плазменный двигатель, эрозия, оптическая эмиссионная спектроскопия**Введение**

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами. Для стационарных плазменных двигателей малой мощности (МСПД) помимо вопроса эффективности остро стоит проблема ресурсных характеристик, которые в основном определяются скоростью эрозии стенок разрядной камеры (РК). Для определения ресурса двигателя прямым методом требуются длительные и дорогостоящие испытания. Нужно отметить, что эрозия РК зависит от режимов работы двигателя, влияние которых можно определить лишь через десятки и даже сотни часов. Одним из решений данной проблемы является применение спектрометрических исследований факела плазмы двигателя [1 – 3], которые позволяют получить максимум информации за минимальное время по сравнению с прямыми методами.

Обзор публикаций и анализ нерешенных проблем. В лаборатории физики газа и плазмы объединения Groupement de Recherche CNRS / CNES / Snecma / Universités "Propulsion spatiale à plasma" (Франция) был предложен метод измерения эрозии керамики СПД при помощи оптической эмиссионной спектроскопии (ОЭС) [2, 3]. Также проводились совместные эксперименты по исследованию эрозионных характеристик МСПД разработки МНТЦ КЭД ХАИ при помощи данного метода [4] после

того, как прямым методом была определена скорость эрозии РК и принципиальная возможность получения МСПД с приемлемыми ресурсными характеристиками [5].

В последнее время большие усилия были направлены на повышение КПД двигателя путем изменения конфигурации магнитного поля. Принимая во внимание, что по данным [6] в связи с возрастанием средней энергии ионной компоненты плазмы возможно увеличение суммарного выделения энергии на стенках РК возникает необходимость дополнительных исследований эрозии керамики СПД.

Целью работы является экспериментальное исследование влияния повышения тягового КПД за счет изменения параметров магнитного поля на скорость эрозии изолятора РК МСПД.

Результаты исследований

В Национальном аэрокосмическом университете им. Н.Е. Жуковского «ХАИ» на каф. 402 с целью создания летного варианта ЭРДУ с приемлемыми параметрами на базе МСПД была разработана, изготовлена и испытана серия двигателей СПД-20М. Была рассмотрена проблема влияния теплового состояния магнитопровода МСПД на распределение магнитного поля в разрядной камере. И за счет улучшения магнитного поля при учете теплового состояния двигателя был повышен тяговый КПД

двигателя на 15%: от 23% для первой модели серии до 38% для завершающей (рис. 1).

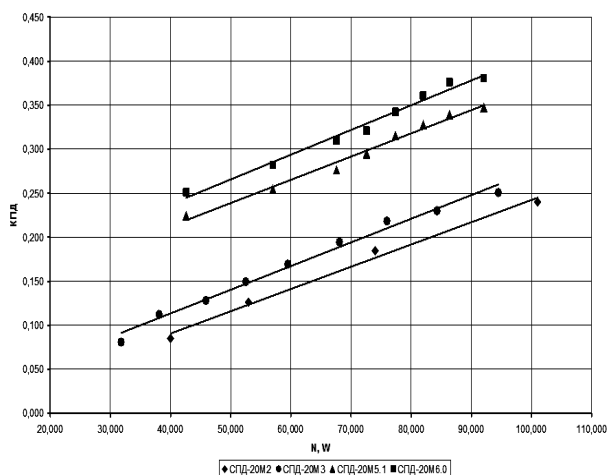


Рис. 1. Зависимость тягового КПД от потребляемой мощности

От модели к модели с изменением параметров магнитного поля наблюдается заметное возрастание КПД во всем диапазоне разрядных мощностей, что может говорить как об улучшении эффективности ускорения заряженных частиц, так и об улучшении фокусировки пучка. Поэтому, учитывая то, что в связи с возрастанием средней энергии ионной компоненты плазмы возможно увеличение суммарного выделения энергии на стенках РК были проведены исследования эрозии стенок РК. Для чего было проведено измерение спектров излучения плазмы факела двигателей.

Схема эксперимента представлена на рис. 2.

Испытания двигателей производились при одинаковых условиях: массовый расход ксенона, ампер-витки катушки намагничивания, материал РК, катод-компенсатор и давление в вакуумной камере.

При помощи методики, в основу которой положены коронарная модель и актинометрическая гипотеза [2, 3], было проведено измерение эрозионных характеристик для серии МСПД. По этой гипотезе эрозия керамики определяется по отношению произведения интенсивностей линии керамики (в нашем случае AlI-396 nm) и линии нейтрального ксе-

нона (XeII828nm) к интенсивности линии ионизованного ксенона (XeII484nm):

$$Erosion = \frac{I(\text{Al396nm}) \times I(\text{XeI828nm})}{I(\text{XeII484nm})}$$

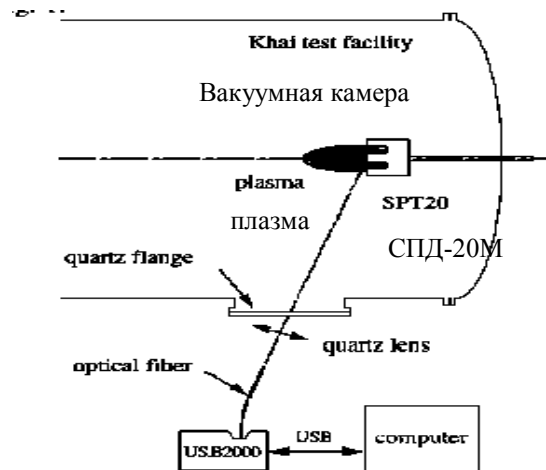


Рис. 2. Схема эксперимента по исследованию эрозионных характеристик МСПД.

Из результатов спектрометрических исследований излучения плазмы двигателя, были получены зависимости относительной величины эрозии изолятора РК (в единицах интенсивности излучения) от разрядного напряжения для серии двигателей (рис. 3).

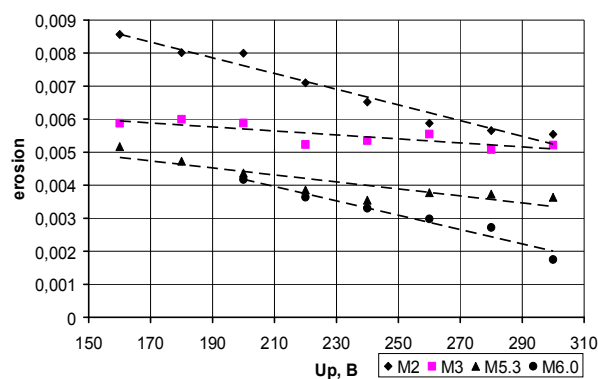


Рис. 3. Результаты исследования эрозионных характеристик МСПД

Они показывают, что увеличение КПД не приводит к увеличению эрозии стенок РК, а наоборот – наблюдается заметное ее снижение во всем диапазоне разрядных напряжений, это подтверждает

предположение о том, что за счет улучшения фокусирующих свойств магнитного поля происходит уменьшение потока ионов на стенки РК.

Перспективы дальнейших исследований

В дальнейшем дополнительные исследования параметров плазмы факела двигателя при помощи, к примеру, многосеточных зондов позволят дополнить полученные результаты путем уточнения угла раскрытия струи и монохроматичности ионной компоненты плазмы и прояснить суть влияния распределения магнитного поля на эрозионные характеристики двигателя.

Также представляется возможным переход от качественного к количественному определению эрозии при помощи ОЭС путем проведения калибровочных прямых измерений эрозии стенок РК.

Заключение

Экспериментальным путем, основываясь на известной методике оптически-эмиссионного измерения эрозии керамики ионной бомбардировкой РК, было показано, что изменения параметров магнитного поля с целью повышения тягового КПД двигателя приводит к снижению скорости эрозии изолятора РК, что вероятнее всего связано с улучшением фокусирующих свойств магнитного поля.

Авторы работы приносят благодарность сотрудникам Кошелеву Н.Н., Кислицыну А.П. и французским коллегам D. Pagnon и M. Dudeck за ценные замечания и обсуждение результатов, а также за любезно предоставленное оборудование (спектрометр HR2000).

Данная работа проведена в рамках проекта УНТЦ №1936.

Литература

1. Karabadzhak G.F., Semenko A.V., Tverdokhlebov S.O., Semi-Empirical Method For Evaluation Of A Xenon Operating Hall Thruster Erosion Rate Through Analysis Of Its Emission Spectra // 3rd international conference Spacecraft Propulsion, Cannes – France, October 2000.
2. Pagnon D., Touzeau M., Lasgorceix P. Control of the Ceramic Erosion by Optical Emission Spectroscopy: Parametric Studies of SPT-100ML // AIAA04-3773, 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conf. and Exhibit, Fort Lauderdale, Florida, 11-14 July 2004.
3. Pagnon D., Lasgorceix P., and Touzeau M., Control of the ceramic erosion by Optical Emission Spectroscopy: results of PPS1350-G measurements, 4th ISPC, Sardinia – Italia, 2/4 June 2004.
4. Optical emission spectroscopy measurements on a SPT-20 hall effect thruster on the KHAI ground test facility / D. Pagnon, S. Pellerin, M. Dudeck, T.A. Maksimenko, N.N. Koshelev, A.V. Loya // Aerospace technic and technology. – 2006. – № 10 (36). – P. 117-122.
5. Максименко Т.А., Лоян А.В., Кошелев Н.Н. Холловский двигатель малой мощности для систем коррекции орбиты малых мини и микро спутников // Авиационно-космическая техника и технология: научн.-техн. журн. – 2005. – № 9 (25). – С. 111-115.
6. Ким В.П., Скрыльников О.И., Сидоренко Е.К. Оценка потоков энергии на стенку разрядной камеры СПД при помощи пристеночных зондов // Авиационно-космическая техника и технология: научн.-техн. журн. – 2006. – № 10 (36). – С. 112-116.

Поступила в редакцию 01.06.2007

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

УДК 531.8

Н.Г. ТОЛМАЧЕВ, А.А. ПОТАПЕНКО

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

ВЛИЯНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ УСЛОВИЙ НА ИЗМЕНЕНИЕ СВОЙСТВ БИ-ВЕЩЕСТВА

С помощью энергетических моделей измерения исследовано влияние термодинамических условий, т.е. температуры и давления на физические параметры квантов би-вещества, таких как массы, силы их взаимодействия, скорости передачи взаимодействия, фундаментальных констант, т.е. числа Авогадро, газовой постоянной, постоянной Больцмана и т.п.

би-вещество, термодинамические условия

Введение

Исследованию свойств вещества всегда уделялось приоритетное внимание, поскольку они являются отправной точкой различных теорий [1].

В последнее время такое направление в науке оживилось, и связано это с обнаруженной астрофизиками „темной массой”, которая оказывает существенное влияние на гравитационные процессы [2].

Одним из направлений, позволяющих оценить свойства „темной массы” является теория би-вещества [3], построенная на гипотезе энергетического единства барионного и тахионного квантов (рис. 1), идентифицирующих соответственно „свещающееся” (наблюдаемое) вещество и пока не наблюдаемую „темную массу”.

Решение задачи

На основе гипотезы би-вещества в работе [3] сформированы энергетические модели измерения физических параметров в обоих квантах.

При этом температура барионного кванта оценивается с помощью энергетической модели вида

$$T_{\bar{b}} = E_{\bar{b}} \cdot E_{\text{кт}} \cdot \Delta E_{\bar{b}}, \quad (1)$$

а температура тахионного кванта – соответственно

$$T_t = E_{tt} \cdot E_{\bar{b}} \cdot \Delta E_t. \quad (2)$$

Выражения (1) и (2) свидетельствуют о том, что температура – это одна из форм энергетического

состояния квантов в би-веществе поскольку она обеспечивается потенциальной энергией своего и кинетической энергией другого квантов.

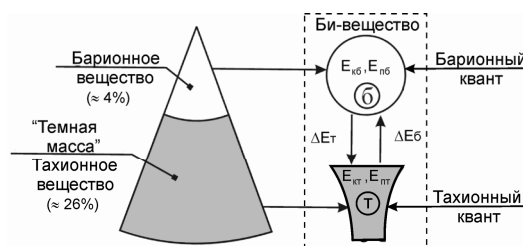


Рис. 1. Модель взаимодействия барионного (б) и тахионного (т) квантов: $E_{\bar{b}b}$, E_{tt} – кинетическая и потенциальная энергии квантов; $\Delta E_{\bar{b}, t}$ – работы, затрачиваемые на взаимодействие

Так, температура в барионном кванте определяется его потенциальной энергией $E_{\bar{b}b}$ и работой $\Delta E_{\bar{b}}$, а также поддерживается кинетической энергией тахионного кванта ($E_{\text{кт}}$).

Такое измерение температуры дает новое представление о её физической сущности.

Прежде всего, следует констатировать, что температура как параметр является не только свойством рассматриваемого объекта, а некоторым сочетанием энергий объекта и среды его существования.

Такая трактовка температуры позволяет по-новому подойти и к пониманию сущности энтропии.

Энтропия, как известно, есть особая физическая величина, характеризующая в обычных наблюдае-

мых нами явлениях и процессах рассеяние, обеспечение энергии, заключающееся в переходе всех видов энергии в тепловую и равномерном распределении последней между всеми телами природы [4], что дает основания говорить о “тепловой смерти Вселенной”.

Энергетические модели измерения, предложенные в данной работе, не подтверждают такой вывод.

Так, если отношение температур $T_{\bar{o}}$ и T_m выразить через энергии взаимодействующих квантов, то получим

$$\frac{T_{\bar{o}}}{T_m} = \frac{E_{n\bar{o}}}{E_{nm}} \cdot \frac{E_{km}}{E_{k\bar{o}}} \cdot \frac{\Delta E_{\bar{o}}}{\Delta E_m} = \text{const}, \quad (3)$$

т.е. его величина остается неизменной, поскольку изменение потенциальной энергии барионного кванта ($E_{n\bar{o}}$) полностью компенсируется изменением потенциальной энергии тахионного кванта (E_{nm}).

Следует лишь иметь в виду, что такое утверждение справедливо для определенных термодинамических условий, при изменении которых изменяются величины энергий взаимодействующих квантов (E_n , E_k , ΔE), а значит, и все свойства и параметры би-вещества.

Количественная оценка таких изменений может быть осуществлена на основе уравнения состояния идеального газа [5] $\frac{pV}{T} = \text{const}$ в условиях:

– изобарического $\frac{V_{\bar{o}}}{V_m} = \frac{T_{\bar{o}}}{T_m}$, т.е. при $p_{\bar{o}} = \text{const}$;

– изохорического $\frac{p_{\bar{o}}}{p_m} = \frac{T_{\bar{o}}}{T_m}$, т.е. при $V_{\bar{o}} = \text{const}$;

– или изотермического $\frac{p_{\bar{o}}}{p_m} = \frac{V_{\bar{o}}}{V_m}$, т.е. при

$T_{\bar{o}} = \text{const}$, процессов.

Поскольку тахионное вещество является образующим, то будем считать, что при всех преобразованиях вещества температура тахионного кванта неизменно равна началу его образования, т.е. значению ($T_m = 6,5944125 \cdot 10^{30} \text{ }^\circ\text{K}$).

При таких исходных данных по аналогии с [3] и при $V_{\bar{o}} = \text{const}$ можно образовать следующую систе-

му уравнений:

$$\begin{cases} R_{\bar{o}} = \frac{E_{n\bar{o}}^{3/4}}{E_{k\bar{o}}^{3/2}} \frac{E_{nm}^{3/4}}{E_{km}^{1/2}} \frac{\Delta E_{\bar{o}}^{3/2}}{\Delta E_m^{1/2}} = 3,338735 \cdot 10^{-9}, \text{ м}; \\ T_{\bar{o}} = E_{n\bar{o}} E_{km} \Delta E_{\bar{o}}; \\ T_m = E_{nm} E_{k\bar{o}} \Delta E_m = 6,5944125 \cdot 10^{30}, \text{ К}; \\ K_{Bm} = \frac{1}{E_{nm} E_{k\bar{o}}} = 3,4061655 \cdot 10^{-52}, \text{ Дж/К}; \\ \Delta E_{\bar{o}} = E_{k\bar{o}} - E_{n\bar{o}}; \\ \Delta E_m = E_{km} - E_{nm}, \end{cases} \quad (4)$$

где $R_{\bar{o}}$ – радиус взаимодействия барионного кванта; K_{Bm} – постоянная Больцмана в тахионном кванте, в которой два последних выражения получены на основе второго начала термодинамики [6]. Решая эту систему относительно неизвестных энергий, получим:

$$E_{n\bar{o}v} = 3,4061655 \cdot 10^{-52} \cdot T_{\bar{o}};$$

$$E_{k\bar{o}v} = 1,8504824 \cdot 10^{-28} \cdot T_{\bar{o}}^3;$$

$$\Delta E_{\bar{o}v} = 1,8504824 \cdot 10^{-28} \cdot T_{\bar{o}}^3;$$

$$E_{nmv} = 1,5865336 \cdot 10^{79} / T_{\bar{o}}^3;$$

$$E_{kmv} = 1,5865336 \cdot 10^{79} / T_{\bar{o}}^3;$$

$$\Delta E_{mv} = 2,2461661 \cdot 10^{-21}.$$

Очевидно, что каждый вид энергии взаимодействующих объектов зависит от температуры барионного кванта $T_{\bar{o}}$, за исключением ΔE_{mv} .

Такой способ представления взаимодействующих энергий позволяет выразить параметрическую связь всех параметров барионного ($\bar{o}$) и тахионного (m) квантов через температуру барионного кванта (табл. 1).

С помощью приведенных в табл. 1 параметрических зависимостей можно численно оценить изменение параметров би-вещества в различных термодинамических условиях (табл. 2).

Данные, представленные в табл. 1 и 2, характеризуют изменения основных параметров би-вещества в различных термодинамических условиях при $V = \text{const}$.

Аналогичным образом с помощью энергетических моделей измерения можно оценить изменения параметров би-вещества в условиях изобарического процесса. Количественная оценка таких изменений представлена в табл. 3.

Таблица 1

Зависимость параметров взаимодействующих квантов от температуры барионного кванта (при $V_{\bar{b}} = \text{const}$)

Наименование параметров	Обозначение	Энергетические модели измерения	Зависимость от $T_{\bar{b}}$
Сила взаимодействия	F_v	$\frac{E_{\bar{b}v} \Delta E_{mv}^{1/2}}{E_{n\bar{b}v}^{3/4} E_{nmv}^{1/4}}$	$5,5423542 \cdot 10^{-20} \cdot T_{\bar{b}}^3$
Число Авогадро	N_{av}	$E_{n\bar{b}v}^{1/4} E_{\bar{b}v}^{5/4} E_{kmv} \Delta E_{mv}^{1/2}$	$2,2046663 \cdot 10^{21} \cdot T_{\bar{b}}$
Газовая постоянная	R_v^2	$\frac{1}{E_{n\bar{b}v}^{3/4} E_{\bar{b}v}^{3/4} E_{kmv} \Delta E_{mv}^{1/2}}$	$4,9950859 \cdot 10^8 \cdot T_{\bar{b}}$
Объемы квантов	$V_{\bar{b}v}$	$\frac{E_{n\bar{b}v}^{3/8} \Delta E_{kmv}^{1/8}}{\Delta E_{mv}^{1/4}}$	$5,7782281 \cdot 10^{-5} / T_{\bar{b}}$
	V_{mv}	$\frac{E_{nmv}^{5/8}}{E_{n\bar{b}v}^{1/8} \Delta E_{mv}^{1/4}}$	$1,2470556 \cdot 10^{61} / T_{\bar{b}}^2$
Плотности вещества в квантах	$\rho_{\bar{b}v}$	$\frac{E_{n\bar{b}v} \Delta E_{mv}^2}{E_{n\bar{b}v}^3 \Delta E_{nmv}}$	$1489105,7 \cdot T_{\bar{b}}$
	ρ_{mv}	$\frac{E_{\bar{b}v}^3}{E_{n\bar{b}v}^2 E_{nmv} \Delta E_{mv}}$	$1,5326234 \cdot 10^{-39} / T_{\bar{b}}^{10}$
Давление в квантах	$p_{\bar{b}v}$	$\frac{E_{\bar{b}v} \Delta E_{mv}^2}{E_{n\bar{b}v}^{3/4} \Delta E_{nmv}^{3/4}}$	$4,9718128 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\bar{b}}^3$
	p_{mv}	$\frac{E_{kmv}}{E_{n\bar{b}v}^{3/4} E_{nmv}^{3/4} \Delta E_{mv}^{1/2}}$	$3,3744351 \cdot 10^{-17} / T_{\bar{b}}^3$
Радиусы взаимодействия	$R_{\bar{b}v}$	$\frac{E_{n\bar{b}v}^{3/4} \Delta E_{nmv}^{1/4}}{\Delta E_{mv}^{1/2}}$	$3,338795 \cdot 10^{-9} / T_{\bar{b}}$
	R_{mv}	$\frac{E_{n\bar{b}v}^{3/4} E_{nmv}^{1/4} \Delta E_{mv}^{1/2}}{E_{\bar{b}v}}$	$4,05272 \cdot 10^{-2} \cdot T_{\bar{b}}^3$
Времена взаимодействия	$\tau_{\bar{b}v}$	$\frac{E_{n\bar{b}v}^{3/4} \Delta E_{nmv}^{1/8}}{\Delta E_{mv}^{1/4}}$	$5,7782281 \cdot 10^{-5}$
	τ_{mv}	$\frac{E_{n\bar{b}v}^{7/8} \Delta E_{mv}^{3/4}}{E_{kmv} E_{kmv}^{3/8}}$	$3,249831 \cdot 10^{-63} / T_{\bar{b}}$
Массы квантов	$M_{\bar{b}v}$	$\frac{E_{\bar{b}v} \Delta E_{mv}^{1/2}}{E_{n\bar{b}v}^{3/4} E_{kmv}^{1/4}}$	$5,5423542 \cdot 10^{-20} / T_{\bar{b}}^3$
	M_{mv}	$\frac{E_{n\bar{b}v}^{1/4} \Delta E_{mv}^{1/2}}{E_{nmv}^{1/4}}$	$1,0201758 \cdot 10^{-43} \cdot T_{\bar{b}}$

Таблица 2

Влияние температуры барионного кванта ($T_{\bar{b}}$) на изменение некоторых параметров би-вещества при $V_{\bar{b}} = \text{const}$

Кванты	Параметры	$T_{\bar{b}} = 273,15 \text{ } ^\circ\text{K}$	$T_{\bar{b}} = 2,735 \text{ } ^\circ\text{K}$
Барионный	$V_{\bar{b}}$	$3,72193 \cdot 10^{-26}$	$3,72193 \cdot 10^{-26}$
	$\rho_{\bar{b}}$	101325,41	$1,017154 \cdot 10^{-1}$
	$K_{B\bar{b}}$	$1,38066 \cdot 10^{-23}$	$1,38420 \cdot 10^{-23}$
Тахионный	V_m	$7,86373 \cdot 10^{-27}$	$7,77362 \cdot 10^{-9}$
	ρ_m	285635,15	$2,88946 \cdot 10^{-12}$
	K_{Bm}	$3,40616 \cdot 10^{-52}$	$3,40616 \cdot 10^{-52}$
Би-вещество	N_A	$6,02204 \cdot 10^{-23}$	$6,02966 \cdot 10^{-21}$
	R^2	$1,22233 \cdot 10^{-11}$	$1,22076 \cdot 10^{-9}$

Таблица 3

Влияние температуры барионного кванта (T_b)
на изменение свойств би-вещества (при $P_b = 101325,52$ Па)

$T_b, ^\circ\text{K}$	273,15	5739387,4	$1,0872474 \cdot 10^8$	$6,8649153 \cdot 10^{26}$	$3,5356988 \cdot 10^{26}$	$6,5944125 \cdot 10^{30}$
$E_{nb}, \text{Дж}$	$9,3036834 \cdot 10^{-50}$	$1,9549303 \cdot 10^{-45}$	$3,7033445 \cdot 10^{-44}$	$2,3383038 \cdot 10^{-31}$	$1,20433175 \cdot 10^{-25}$	$2,246166 \cdot 10^{-21}$
$E_{kb}, \text{Дж}$	$3,771279 \cdot 10^{-21}$	$1,361267 \cdot 10^{-15}$	$5,9757739 \cdot 10^{-14}$	1713,6822	$3,7880249 \cdot 10^{10}$	$1,171848 \cdot 10^{16}$
$\Delta E_b, \text{Дж}$	$3,771279 \cdot 10^{-21}$	$1,361267 \cdot 10^{-15}$	$5,9757739 \cdot 10^{-14}$	1713,6822	$3,7880249 \cdot 10^{10}$	$1,171848 \cdot 10^{16}$
$E_{nt}, \text{Дж}$	$7,7850123 \cdot 10^{71}$	$2,1567124 \cdot 10^{66}$	$4,9129246 \cdot 10^{64}$	$1,7131838 \cdot 10^{48}$	$7,7626475 \cdot 10^{40}$	$2,506737 \cdot 10^{35}$
$E_{kt}, \text{Дж}$	$7,7850123 \cdot 10^{71}$	$2,1567124 \cdot 10^{66}$	$4,9129246 \cdot 10^{64}$	$1,7131838 \cdot 10^{48}$	$7,7626475 \cdot 10^{40}$	$2,506737 \cdot 10^{35}$
$\Delta E_t, \text{Дж}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2461661 \cdot 10^{-21}$	$2,2466116 \cdot 10^{-21}$
$M_b, \text{кг}$	$1,12953 \cdot 10^{-12}$	$5,7262116 \cdot 10^{-9}$	$7,1258291 \cdot 10^{-8}$	6676,1672	$5,2527927 \cdot 10^8$	$2,404309 \cdot 10^{12}$
$M_t, \text{кг}$	$2,76061 \cdot 10^{-41}$	$8,2234832 \cdot 10^{-39}$	$4,4160573 \cdot 10^{-38}$	$9,1095109 \cdot 10^{-31}$	$1,6726463 \cdot 10^{-27}$	$4,61109 \cdot 10^{-25}$
$F, \text{кг}$	$1,1295285 \cdot 10^{-12}$	$5,7262116 \cdot 10^{-9}$	$7,1258291 \cdot 10^{-8}$	6676,1672	$5,2527927 \cdot 10^8$	$2,4043029 \cdot 10^{12}$
$N_A, \text{1/моль}$	$6,022045 \cdot 10^{23}$	$1,7771483 \cdot 10^{26}$	$9,543875 \cdot 10^{26}$	$1,9686246 \cdot 10^{34}$	$3,6146975 \cdot 10^{37}$	$9,964878 \cdot 10^{39}$
$R^2, \text{Дж/кг}\cdot\text{K}$	$1,22232 \cdot 10^{-11}$	$4,1419981 \cdot 10^{-14}$	$7,7131361 \cdot 10^{-15}$	$3,7391307 \cdot 10^{-22}$	$2,0363929 \cdot 10^{-25}$	$7,3868888 \cdot 10^{-28}$

При этом необходимо также учесть, что наряду с принятыми параметрами термодинамических процессов, такими, как P – давление, V – объем и T – температура, в энергетических моделях измерения выступает и масса M_b – барионного, и M_t – тахионного квантов, поскольку

$$PV = MR^2T = K_B T = \Delta E, \quad (5)$$

где R^2 – газовая постоянная; $K_B = \frac{1}{E_{n1}E_{k2}}$ – постоянная Больцмана.

Следовательно изменение P , V и T неизбежно связано с изменением масс (M) барионного и тахионного квантов.

Очевидно, что изменение температуры барионного кванта (T_b) оказывает влияние на величины взаимодействующих энергий, что и приводит к существенным изменениям основных свойств би-вещества.

Прежде всего, это сказывается на таких фундаментальных величинах, как постоянная Авогадро (N_A), газовая постоянная (R^2) и сила взаимодействия (F) между квантами.

Так, с ростом T_b число Авогадро (N_A) возрастает более чем на 15 порядков, тогда как газовая постоянная (R^2) снижается примерно во столько же раз.

Обращает на себя внимание и то обстоятельство, что по мере остывания барионного вещества существенно уменьшаются не только его масса, но и объем и масса тахиона (рис. 2).

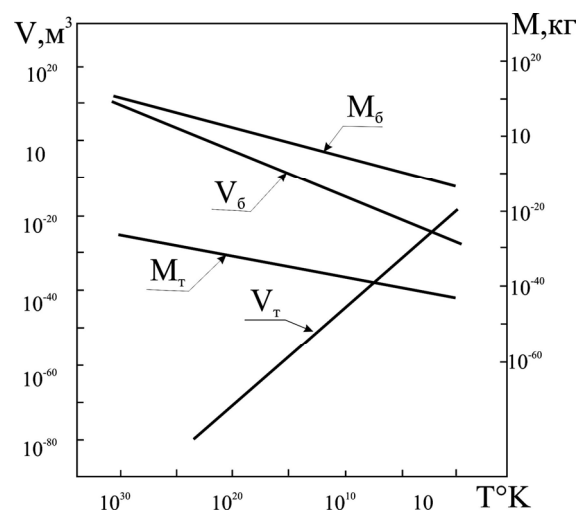


Рис. 2. Влияние температуры барионного кванта (T_b) на изменение массы (M_t) и объема (V_t) тахионного кванта ($P_b = 101325,52$ Па)

Из приведенных на рис. 2 значений следует, что массы элементарных частиц – нейтрона, протона, электрона и фотона – образуются вследствие изменения массы тахиона при определенных значениях P , T и V .

Такие разительные изменения масс и объемов, естественно, приводят к изменению плотностей квантов в би-веществе (рис. 3).

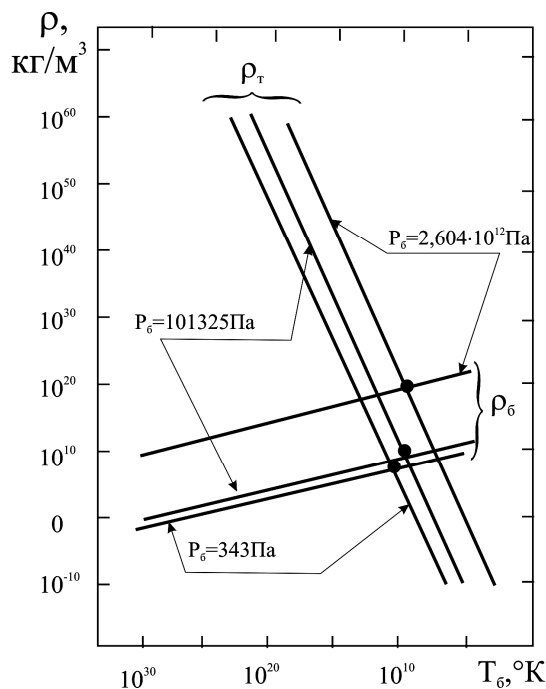


Рис. 3. Изменение плотностей вещества в барионном и тахионном квантах при изменении T_b и P_b

Об этом свидетельствуют и данные, представленные на рис. 4 и полученные на основе энергетических моделей измерения свойств би-вещества в изохорическом, изобарическом и изотермическом процессах.

Как видим, массы нейтрона, протона, электрона и фотона образуются из массы тахиона при строго фиксированных термодинамических условиях и изменяются в соответствии с изменением таких условий.

Существенное влияние термодинамические условия оказывают на изменения усилия взаимодействия квантов (рис. 5).

Из приведенных на рис. 5 данных следует, что с понижением T_b сила взаимодействия F уменьшается, причем, адекватно изменению массы барионного кванта.

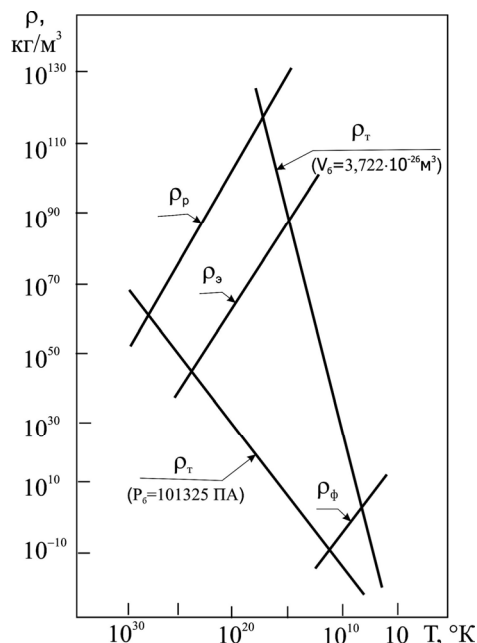


Рис. 4. Значения масс и плотностей, протона, электрона и фотона в изохорическом, изобарическом процессе

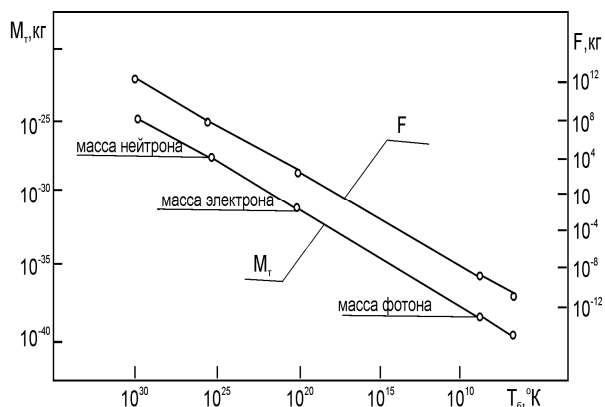


Рис. 5. Влияние температуры барионного кванта (T_b) на изменение усилий взаимодействия в би-веществе (при $P_b = 101325,52$ Па)

Важным моментом исследования влияния температурных условий на изменение свойств би-вещества является существенное отличие температур в барионном и тахионном квантах на нанорасстояниях (рис. 6).

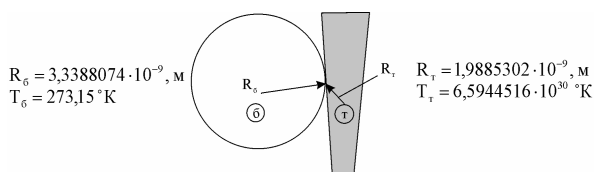


Рис. 6. Соотношение температур барионного и тахионного квантов в их пограничной области при $P_0=1011325,52$ Па

Оба эти факта свидетельствуют о том, что на нанорасстояниях температура вещества определяется не свойством броуновского движения, а энергетическими состояниями квантов би-вещества ((1) и (2)).

Выводы

В работе осуществлена модификация энергетических моделей измерения свойств вещества применительно к условиям изобарического ($P = \text{const}$), изохорического ($V = \text{const}$) и изотермического ($T = \text{const}$) процессов.

Использование модифицированных моделей измерения свойств вещества привело к переоценке сущности температуры на нанорасстояниях как одной из форм энергетического состояния би-вещества, обеспечиваемой потенциальной энергией своего и кинетической энергией противоположного квантов.

Исследование свойств би-вещества с помощью таких моделей, т.е. в различных термодинамических условиях, показало, что с понижением температуры барионного кванта $T_б$:

– массы обоих квантов уменьшаются на несколько десятков порядков и в нормальных земных условиях они соответственно равны: $M_б = 1,12953 \cdot 10^{-12}$ кг, $M_т = 2,76061 \cdot 10^{-41}$ кг, при этом масса фотона и в барионном и в тахионном квантах равна $m_ф = 8,2234832 \cdot 10^{-39}$ кг;

– сила взаимодействия квантов би-вещества в диапазоне температур $6,5944 \cdot 10^{30} \text{ К} > T_б > 273,15 \text{ К}$ резко снижается от $2,404309 \cdot 10^{12} \text{ Н}$ до $1,12953 \cdot 10^{-12} \text{ Н}$;

– число Авогадро уменьшается на 16 порядков при одновременном росте другой фундаментальной константы – газовой постоянной (R^c) на такую же величину.

Предложенный метод количественной оценки свойств вещества в различных термодинамических условиях может оказаться весьма полезным при проектировании и анализе состояния космических объектов.

Литература

1. Иванов М.Я. Элементы газодинамики дисперсирующей среды. – М.: Конверсия, 2002. – 196 с.
2. Ксанфомалити Л. Темная вселенная // Наука и жизнь. – 2005. – № 5. – С. 58-68.
3. Толмачев Н.Г. Би-вещество. Формирование энергетических моделей измерения физических параметров. Харьков: ХАИ, 2007. – 39 с.
<http://www.khal.edu/download/bi-substance.zip>.
4. Толмен Р. Относительность, термодинамика и космология. – М.: Наука, 1974. – 416 с.
5. Гельфер Я.М. История и методология термодинамики и статистической физики. – М.: Наука, 1981. – 536 с.
6. Терлецкий Я.П. Принцип причинности и второе начало термодинамики. – М.: Изд-во АН СССР, 1960. – Т. 133. – С. 329-332.

Поступила в редакцию 5.06.2007

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

УДК 681.5.015

Г.Г. КУЛИКОВ¹, В.Ю. АРЬКОВ¹, Г.И. ПОГОРЕЛОВ², А.И. АБДУЛНАГИМОВ¹¹Уфимский государственный авиационный технический университет, Россия²Уфимское научно-производственное предприятие «Молния», Россия

ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУНАТУРНЫХ ИСПЫТАНИЙ ИНТЕГРИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ И КОНТРОЛЯ АВИАЦИОННЫХ ГТД НА ОСНОВЕ ИЕРАРХИЧЕСКИХ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ МАРКОВСКИХ МОДЕЛЕЙ³

Обсуждается технология полунатурных испытаний систем автоматического управления, контроля и диагностики (САУКД) газотурбинных двигателей (ГТД), которая дает возможность проведения комплексных испытаний САУКД, включая моделирование отказов, с помощью имитационных моделей двигателя, датчиков и исполнительных механизмов (ИМ). Основной задачей данной технологии является увеличение глубины и повышение надежности испытаний САУКД за счет моделирования комбинаций и последовательностей нескольких внезапных и постепенных отказов двигателя, датчиков и исполнительных механизмов.

полунатурные испытания, газотурбинные двигатели, система автоматического управления и контроля, марковские модели

Введение

Безопасность полета зависит в значительной степени от надежной работы силовой установки, которая находится под управлением и контролем системы автоматического управления, контроля и диагностики отказов (САУКД)⁴. Современные бортовые системы, таких как FADEC, объединяют функции управления двигателем и функции контроля состояния, диагностики отказов и их парирования. Адекватное моделирование работы силовой установки, как в нормальном режиме, так и в случае отказов, представляет собой необходимую предпосылку для проектирования и испытания цифровой системы.

Самый эффективный способ тестирования бортовых систем – использование средств полунатурных испытаний.

Программа полунатурных испытаний включает все возможные статические и динамические режимы работы силовой установки, включая исправное со-

стояние и различные отказы. Подобные комплексные испытания позволяют также исследовать возможное взаимодействие и взаимное влияние алгоритмов управления, контроля, диагностики отказов и их парирования до проведения дорогостоящих натурных испытаний на двигателе и летательном аппарате.

Проверка алгоритмов контроля, диагностики отказов и их парирования требует создания различных внештатных ситуаций, всевозможных отказов и их комбинаций. Такие работы на реальном двигателе и самолете часто невозможны по соображениям безопасности либо требуют больших дополнительных затрат.

В полунатурном стенде моделирование отказов можно реализовать алгоритмически [1], т.е. без внесения изменений в оборудование стенда. Кроме того, в этом случае открывается возможность моделирования отказов двигателя, исполнительных механизмов и датчиков в заданной последовательности и в различных комбинациях.

³Работа выполнена при поддержке инновационного гранта INTAS (проект №05-1000007-421).

⁴Указанный класс систем в специальной литературе имеет название FADEC.

1. Структура полунатурного стенда

Предлагаемая структура полунатурного стенда для испытаний САУКД ГТД включает: электронную систему управления (ЭСУ), имитаторы датчиков, исполнительных механизмов (ИМ) и двигателя, а также пульт управления и логику включения отказов (рис. 1).

Пульт управления и логика включения отказов позволяют активизировать соответствующие переключения в стенде и имитировать различные отказы датчиков и исполнительных механизмов (переменный и постоянный обрыв провода, переменное и постоянное короткое замыкание и исправное состояние), а также исправное состояние и различные отказы двигателя.

Отказы двигателя моделируются путем скачкообразного или постепенного изменения коэффициентов динамической модели. Величина добавок ΔA и ΔB определяется заранее по термодинамической модели двигателя для каждого отказа. Например, в случае обрыва лопатки компрессора снижается КПД компрессора, что выражается в соответствующем изменении коэффициентов ΔA и ΔB в динамической модели $\Delta n_{\text{нр}}(t) = f(\Delta G_T(t))$.

Таким образом, динамика газотурбинного двигателя (ГТД) в случае имитации отказа двигателя

моделируется с помощью дифференциального уравнения [2]:

$$\dot{x} = (A + \Delta A_i(t))x(t) + (B + \Delta B_i(t))u(t); \quad (1)$$

$$x(t) = \int_0^t \dot{x} dt = \int_0^t [(A + \Delta A_i(t))x(t) + (B + \Delta B_i(t))u(t)] dt, \quad (2)$$

где i – номер отказа.

Имитаторы ИМ и датчиков имитируют обрыв электрической цепи и короткое замыкание. Кроме этого, рассматривается возможность фиксации исполнительного органа в каком-либо состоянии, когда исполнительный механизм перестает подчиняться управляющим сигналам регулятора. Также имитируется движение исполнительного механизма в одну сторону с постоянной скоростью до ограничения.

Имитационные модели разрабатываются в пакете LabView, оборудование стенда формируется из стандартных промышленных компонентов. Такой подход позволяет использовать методику быстрой разработки стендов под конкретный двигатель на основе типовых технологий АСУ ТП.

2. Марковские модели САУКД ГТД

В данной работе марковское моделирование используется как формальный инструмент описания процесса обнаружения и диагностики отказов (рис. 2). При построении САУКД проводится классификация, формализация и представление процессов контроля состояния и диагностики отказов для основных частей двигателя (компрессор, камера сгорания, турбины, сопло, и т.д.) и его систем (управления, контроля, подачи топлива и т.д.) [3].

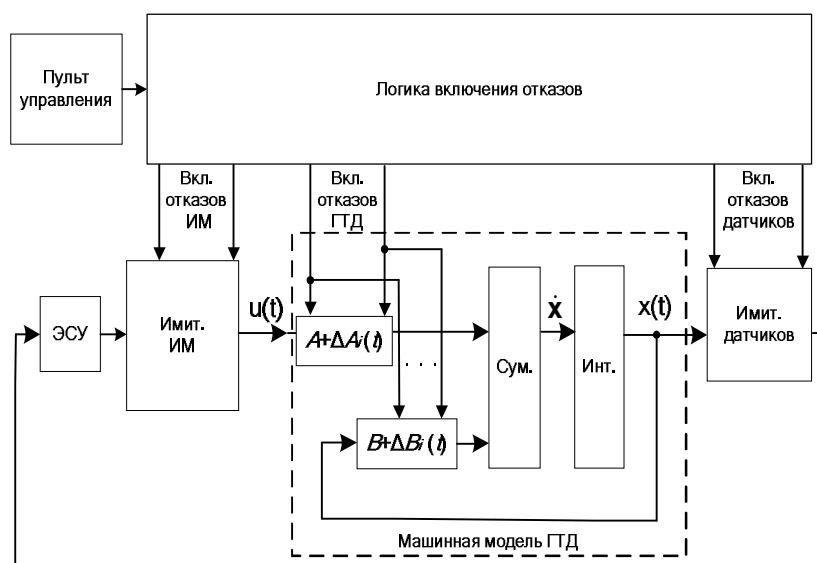


Рис. 1. Структура полунатурного стенда

Эти процессы можно представить в форме комплексных дискретных марковских цепей (диагностических марковских таблиц), которые позволяют провести анализ надежности силовой установки.

Марковская матрица вероятностей переходов для моделирования отказов и их последствий имеет универсальную структуру для всех трех уровней декомпозиции системы:

- система в целом (силовая установка);
- конструктивные блоки;
- элементы.

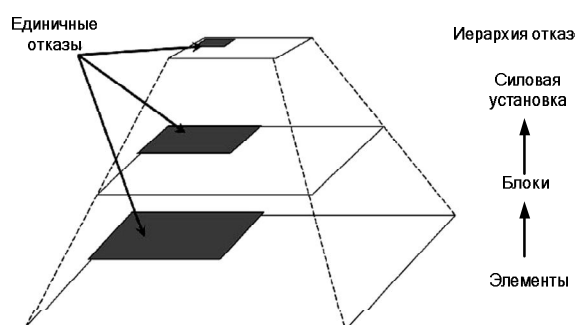


Рис. 2. Иерархическая структура марковской модели отказов

Иерархическая структура предложенной марковской модели показана на рис. 3.

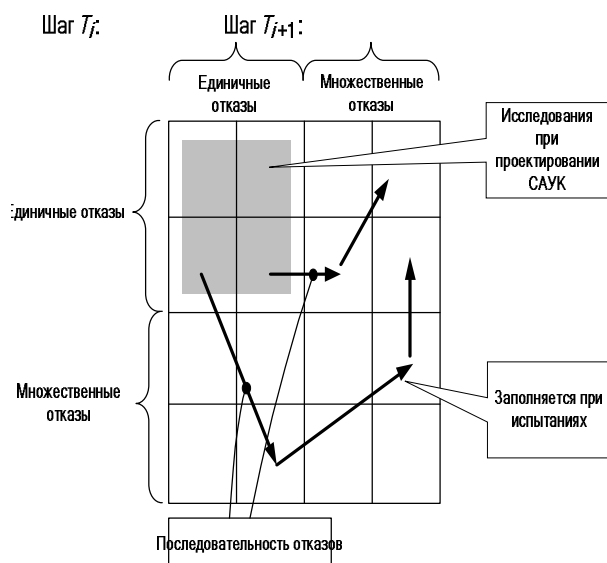


Рис. 3. Траектории состояний САУКД в марковской матрице

В обобщенном пространстве состояний, двоичные флаги отказов и реконфигурации образуют слово состояния элемента, блока, силовой установки, что позволяет проследить развитие отказа и процесс его диагностики, см. траектории на рис. 4. В ходе проектирования системы контроля, главным образом рассматривается область единичных отказов (серые области на рис. 2 и 3). Предложенная марковская модель дает возможность представить систему с множественными отказами и последовательностью отказов [4]. На рисунке 4 показан верхний уровень декомпозиции слова состояния силовой установки, отражающего все возможные отказы. Принимая во внимание, что моделирование всех множественных отказов и последовательностей отказов потребовало бы слишком много времени, выбирают только наиболее вероятные комбинации на основе статистики эксплуатации и экспертных знаний.

Матрица вероятностей переходов марковской цепи содержит вероятности P_{ij} :

$$\mathbf{P} = \{P_{ij}\}, \quad (3)$$

где каждый элемент P_{ij} представляет собой вероятность перехода из состояния X_i в состояние X_j в течение единичного интервала времени:

$$P_{ij} = \text{Pr ob}\{x(t+1) = X_j \mid x(t) = X_i\}. \quad (4)$$

$P_{ij} = \text{Pr ob}\{X_i \rightarrow X_j\}$	1	2	3
1. Исправное состояние	P_{11}	P_{12}	P_{13}
2. Отказ не приводящий к остановке двигателя	P_{21}	P_{22}	P_{23}
3. Отказ приводящий к остановке двигателя	P_{31}	P_{32}	P_{33}

Повторный запуск в полете

Рис. 4. Матрица вероятностей перехода силовой установки в течение одного полета

Агрегирование состояний марковской цепи при переходе от модели отказов элементов к модели отказов блоков выполняется следующим образом:

$$x(t) = X_i^* \quad \forall x(t) \in \{X_i^1, \dots, X_i^n\}, \quad (5)$$

где $X_i^1, \dots, X_i^n$ – состояния отказов элементов; X_i^* – агрегированное состояние i -го отказа блока САУКД.

Агрегирование матрицы вероятностей переходов проводится в соответствии с правилом сложения вероятностей для независимых элементарных событий:

$$P_{ij}^* = \sum_{k=1}^n P_{ij}^k = \Pr ob(x(t+1) = X_j^* | x(t) = X_i^*), \quad (6)$$

где P_{ij}^* – агрегированная вероятность для уровня конструктивно-сменного блока.

Марковская модель представляет собой вероятностную модель, отражающую семейство процессов диагностики. Каждый процесс исследуется на полунатурном испытательном стенде, где реальное оборудование системы управления и контроля FADEC работает в замкнутом контуре с имитационной моделью двигателя. Общее схемное решение испытательного стенда, реализующее предложенную технологию, представлено на рис. 5. Поскольку для заполнения марковской матрицы необходимо провести большое количество однотипных испытаний САУКД с моделированием различных отказов и их комбинаций, предлагается проводить такую программу тестов и заполнения матрицы в автоматизированном режиме [5, 6]. Функция автоматизированного режима полунатурных испытаний САУ (Test Scripting) является элементом таких систем автоматизированного проектирования САУ, как, например, dSPACE. В данной работе эта функция используется для автоматизированного исследования САУКД ГТД с помощью марковских моделей.

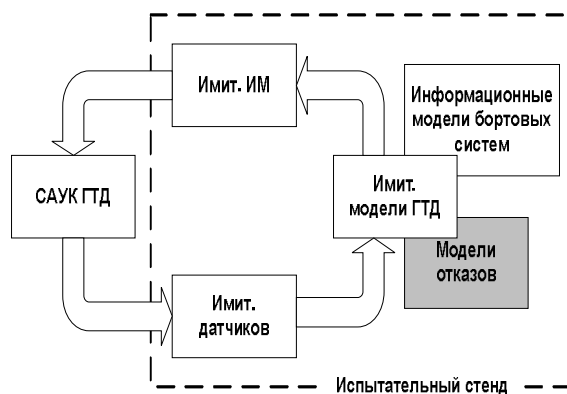


Рис. 5. Полунатурный испытательный стенд с моделированием отказов

На рис. 6 приведены примеры переходных процессов, зарегистрированных при полунатурных испытаниях цифровой САУКД газотурбинного двигателя. С помощью полунатурного стенда имитировался отказ датчика частоты вращения ротора турбокомпрессора $n_{нд}$. После обнаружения данного отказа в САУКД была автоматически проведена реконфигурация с целью парирования отказа. При этом контур регулирования газогенератора переключился с программы поддержания постоянной частоты вращения $n_{нд} = \text{const}$ на программу поддержания постоянной степени повышения давления в компрессоре $\pi_{\kappa}^* = \text{const}$. В качестве управляющего воздействия в обоих случаях используется расход топлива G_T . На графиках можно увидеть, что реконфигурация системы управления вызвала переходной процесс в ГТД, что объясняется несогласованностью заданных значений параметров двигателя для разных контуров управления на одном и том же установившемся режиме работы [7, 8]. Для решения данной проблемы было предложено внести коррективы в техническое задание на САУКД в раздел, касающийся алгоритмов управления. Таким образом, испытания алгоритмов контроля и диагностики позволяют уточнить параметры алгоритмов управления в рамках интегрированной САУКД.

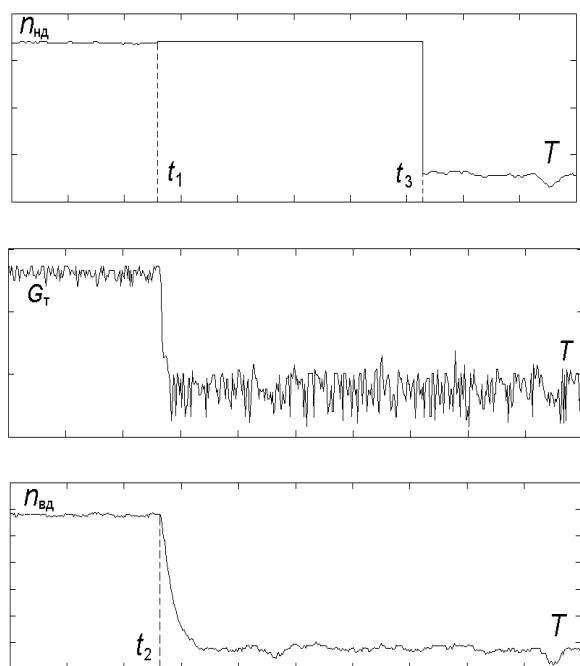


Рис. 6. Переходные процессы
реконфигурации САУКД

Заключение

Предлагаемая технология полунатурных испытаний САУКД ГТД позволяет моделировать отказы различных элементов, датчиков, исполнительных механизмов, двигателя при полунатурных испытаниях САУКД ГТД, а также комбинации и последовательности отказов, за счет чего снижается объем натурных испытаний электронных систем на двигателе и самолете. Технология полунатурного моделирования и испытаний может представлять интерес для разработчиков авиационных силовых установок и наземных газотурбинных установок (генераторы и газоперекачивающие установки).

Литература

1. Интеллектуальные информационные технологии контроля и диагностики авиационных двигателей и их систем на протяжении жизненного цикла / В.Ю. Рутковский, Г.Г. Куликов, П.С. Котенко, В.С. Фатиков, В.Ю. Арьков, Г.И. Погорелов // Тр. ИПУ РАН. – М.: ИПУ, 2002. – С. 37-41.

2. Полунатурное моделирование отказов ГТД для испытаний систем контроля и диагностики двигателей / В.Ю. Арьков, Г.Г. Куликов, С.В. Епифанов, И.И. Минаев // Авиационно-космическая техника и технология: Научн.-техн. журн. – 2004. – №7 (15). – С. 167-173.

3. Dynamic modelling of gas turbines: identification, simulation, condition monitoring and optimal control / Gennady G. Kulikov and Haydn A. Thompson, eds. Advances in Industrial Control Series. Springer-Verlag, London. – 2004. – 309 p.

4. Arkov V.Y., Kulikov G.G., Breikin T.V. Application of Markov chains to identification of turbine engine dynamic models // Proc. ASME TURBO EXPO 2002 Int. Conf., 2002, paper GT-2002-30038. – 6 p.

5. Development of Condition Monitoring Module for Aircraft Engines and Its Experimental Investigation / V. Arkov, G. Kulikov, S. Epifanov, I. Minaev // Proc. 16th IFAC Symposium on Automatic Control in Aerospace, St. Petersburg, Russia, 14-18 June, 2004. – P. 503-508.

6. Куликов Г.Г., Арьков В.Ю. Марковские модели динамических систем // Вестник УГАТУ. – 2002. – Т. 3, № 2. – С. 137-144.

7. Breikin T.V., Arkov V.Y., Kulikov G.G. Application of Markov chains to identification of gas turbine engine dynamic models // International Journal of Systems Science. – 2006. – Vol. 37, № 3, February. – P. 197-205.

8. Intelligent control and monitoring unit and its investigation using Markov modeling / V. Arkov, G. Kulikov, V. Fatikov, P. Kotenko, T. Breikin, S. Epifanov // Prepr. of IFAC Int. Conf. on Intelligent Control Systems and Signal Processing ICONS-2003, Faro, Portugal. – 2003. – P. 489-493.

Поступила в редакцию 25.05.2007

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

УДК 621.7.044

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

СИНТЕЗ И ОПТИМИЗАЦИЯ ИМПУЛЬСНЫХ ПРОЦЕССОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ОБЪЕКТНОГО ПОДХОДА

Рассматриваются вопросы синтеза и оптимизации новых технологических процессов. Предложен метод решения прямой и обратной задач проектирования с учетом сложности физики процесса. При решении прямой задачи используется опыт проектирования технологических процессов на производстве и классификационная обработка данных. Предложен метод формализации знаний с позиций системного подхода, пригодного для использования в современных системах автоматизированного проектирования, где использовано объектное представление детали, технологического процесса и оснастки.

импульсные процессы, объектный подход, структурный синтез, системный подход, параметрический синтез, распознавание образов, классификационный этап, базы знаний

Введение

Использование в авиационной технике все более прочных материалов для крупногабаритных листовых деталей со сложными оригинальными поверхностями и высокой точностью позволяет существенно повысить надежность эксплуатации и тактико-технические данные современных летательных аппаратов и двигателей.

Сокращение сроков морального старения техники, постоянное ее совершенствование, изменение форм деталей и материалов для их изготовления требует использования новых оригинальных методов их изготовления.

Применение новых подходов к проектированию технологических процессов диктует использование оригинальных ресурсосберегающих импульсных технологий, которые обеспечивают решение технических задач технологической подготовки производства в сжатые сроки при минимальных затратах на проектирование и подготовку производства.

С учетом общей тенденции к широкому использованию информационных компьютерных технологий эти работы должны органично вписываться в жизненный цикл изделий авиационной техники.

Использование современных технологий импульсной штамповки, на базе комплексного подхода

к знаниям, накопленным наукой и производством за счет использования новейших математических методов и компьютерных технологий, позволяет значительно снизить сроки изготовления деталей, свести к минимуму материальные и временные затраты на подготовку производства и само производство.

Методы проектирования импульсной технологии

В настоящее время используются различные методы импульсных технологий, использующие высокоскоростные методы получения как листовых, так и объемных деталей.

К ним относится гидровзрывная штамповка, импульсная штамповка жидкостью на электрогидравлических прессах, магнитно-импульсная штамповка (МИШ), гидродинамическая штамповка на пресс – пушках и другие.

Данные методы изготовления можно использовать в самолетостроении, авиадвигателестроении и других отраслях для изготовления широкой номенклатуры листовых и объемных деталей.

Обладая высокой прочностью, жесткостью и хорошими технологическими показателями, детали имеют минимальную, по сравнению с другими конструкциями, металлоемкость.

Анализ номенклатуры листовых деталей сложной конфигурации (рис. 1) показал, что наиболее эффективным методом их изготовления является

деформирование заготовок через подвижные передающие среды (ППС): жидкость, газ, эластичные материалы (резина, полиуретан и др.).

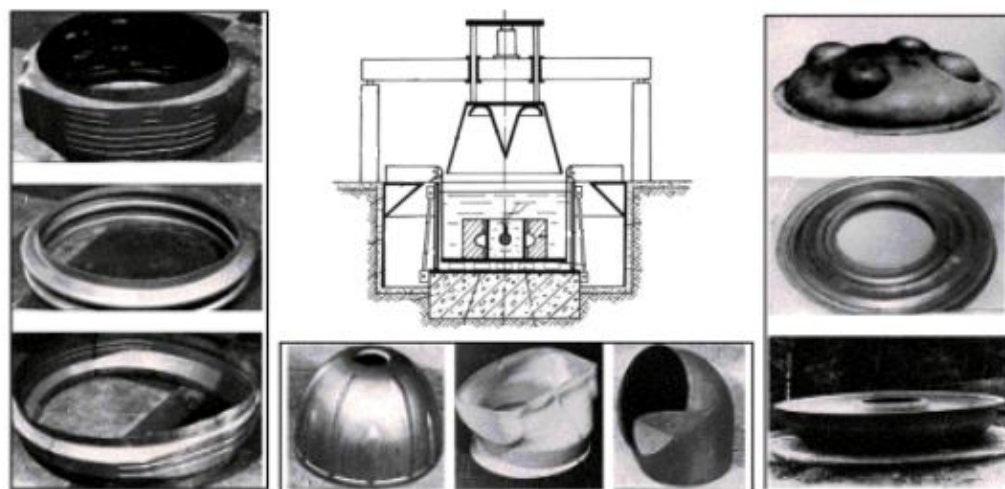


Рис. 1. Схема импульсной штамповки и номенклатура изготавливаемых деталей

Нагрузка на материал может осуществляться с чередованием низких и высоких скоростей, с применением различных специальных методов и приемов. Такой вид нагрузки необходимо оценивать и оптимизировать с учетом сложных многофазных дисперсных систем, что требует достаточно сложных многопараметрических расчетов, значительно усложняющих процесс проектирования.

Для этого используют опыт проектирования технологических процессов на производстве и имеющуюся научную базу [1].

Наличие такой базы позволяет предприятию сохранять и преумножать свой технологический опыт, делая его доступным для новых поколений технологов. Современные системы автоматизированного проектирования позволяют легко осуществлять такую работу лишь для хорошо формализованной математической модели детали и технологического процесса. В современных системах автоматизированного проектирования для описания технологических знаний используются принципы объектного представления знаний.

Математическая модель детали, изготовленной импульсной технологией описывается в понятиях конструкторско-технологических элементов, которые обладают иерархической структурой, состоящей из нескольких уровней элементов. Каждый элемент, также как и деталь представляют собой объект со своим набором свойств

Проектирование ТП на уровнях формирования последовательности этапов, операций и переходов складывается из фаз структурного и параметрического синтеза. Структурный синтез устанавливает последовательность элементов на соответствующем уровне. При параметрическом синтезе формируются свойства элементов. При разработке технологического процесса на уровне структурного синтеза используются методы распознавания образов [2].

При проектировании таких технологических процессов вначале предполагается однооперационная или однопереходная схема штамповки.

В процессе отработки для выполнения технических требований нередко назначается несколько

штамповочных операций и термообработок, а также специальные приемы и операции.

В связи с тем, что выбор принципиальной схемы обработки, назначение маршрута трудно поддаются формализации, технологи на производстве используют свой опыт и интуицию. При отсутствии или недостаточности информации разработчики вынуждены использовать сведения из технологии для типовых представителей.

Для отработанных методов обработки, где накоплен большой опыт проектирования технологических процессов и имеется достаточная база структурированной информации, в том числе руководящие технические материалы (РТМ) используется достаточно простой алгоритм поиска отработанной технологии.

Для новых сложных деталей при использовании импульсных процессов проектирование ведется на нескольких уровнях. В начале производится выбор принципиальной схемы, затем назначается маршрут (определяется количество и последовательность операций: штамповочных, специальных, а также термообработок для интенсификации пластического течения в локальных зонах заготовки).

На последующем уровне (операционном описании ТП) назначают режимы обработки и определяют технико-экономические показатели процесса. Для проектирования технологической оснастки, также используют типовые решения конструктивных схем и компоновок. При этом метод проектирования с использованием ближайшего аналога позволяет найти технологические решения при минимальной доработке ТП – аналога с необходимостью лишь корректировки режимов обработки. При назначении отклонений на конструкторско-технологические свойства детали на уровне определения маршрута обработки, используют свои критерии и условия, как и при поиске ближайшего аналога.

На уровне операционного описания ТП величину заряда корректируют либо по известным зависимостям, апробированным в производстве, либо уточ-

няют по результатам математического моделирования процесса деформирования.

С помощью таких простых проектных процедур может обеспечиваться поиск аналогов для искомой детали и преобразование ТП – аналога и его структурных элементов по допустимым отклонениям на параметры конструктивно-технологических свойств и их совокупностей, обуславливающих устойчивость формоизменения для выбранных технологических схем штамповки (рис. 2).

Математическое моделирование при состояниях деформируемой детали близких к критическим по устойчивости процесса позволяет уточнить возможность реализации выбранной схемы штамповки, а также откорректировать режимы обработки.

Для проектирования на верхнем уровне (первом) выбор рациональных вариантов осуществляют по эвристическим критериям, на втором по такой же схеме критерии уточняются, а на третьем – отбираются критерии, связанные с технологической себестоимостью. Решения принимают по совокупности выделенных в анализе значений локальных критериев, отражающих себестоимость, производительность, надежность обеспечения технических требований.

На основе выбранного множества деталей, входящих в группу, может быть разработана комплексная деталь, включающая все типы элементов встречающихся у деталей этой группы. Для этой детали разрабатывается комплексный технологический процесс и оснастка. Рабочий ТП для каждой детали из группы определяется составом ее элементов и представляет собой подмножество комплексное.

Схема проектирования процессов

В проектируемой системе используется методология объектно-ориентированного проектирования. В качестве объектов выступают детали и их составляющие, элементы технологических процессов, а также сами маршрутные и операционные технологические процессы (рис. 3), штампы и их элементы, оборудование и т.д.

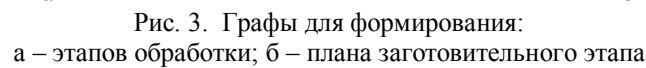
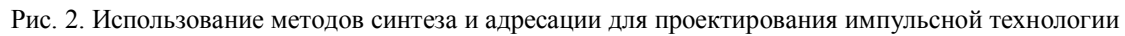


Рис. 3. Графы для формирования:
а – этапов обработки; б – плана заготовительного этапа

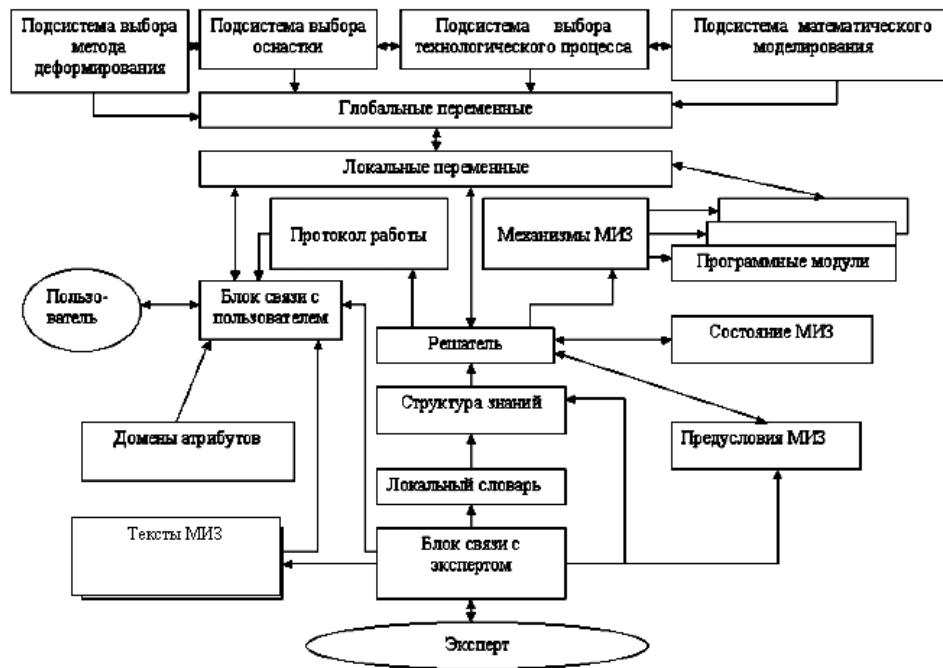


Рис. 4. Модель структуры базы знаний

Состояние объектов характеризуется перечнем их свойств и текущим значениями каждого из этих свойств, а поведение объекта определяется набором правил, описываемых с помощью модулей инженерных знаний, объединенных в методы.

Модель структуры базы знаний (рис. 4) представляется в виде сети взаимосвязанных модулей инженерных знаний. Поименованными узлами этой сети являются сами модули, а ориентированными ребрами – входные и выходные переменные наименования которых содержатся в словаре. В качестве действий используются расчеты по формулам, выбор данных из многовходовых таблиц, которые могут содержать как константы, так и формулы, выбор информации из баз данных, генерацию графических изображений и т.д.[3].

Литература

1. Борисевич В.К., Третьяк В.В., Клыгина И.В. Математическое моделирование ресурсосберегающих технологий // Наук.-метод. конф. «Впровадження нових інформаційних технологій навчання». – Х.: ХАИ., 2004. – С. 227-232.

2. Зорик В.Я, Филипковская Л.А., Третьяк В.В. Информационная технология классификационной обработки данных в проектировании техпроцессов листовой штамповки взрывом // Удосконалення процесів та обладнання обробки тиском в машинобудуванні і металургії: Темат. зб. наук. праць. –

Краматорськ: ДДМА, 2001. – С. 286-289.

3. Евгеньев Г.Б. Систематология инженерных знаний. Уч. пособие. Сер.: Информатика в техническом университете. – М.: МГТУ, 2001. – 346 с.

Поступила в редакцию 31.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Я. Мовшович, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков.

УДК 531.7

В.П. КВАСНИКОВ¹, С.А. ДОРОШЕНКО²¹*Национальный авиационный университет, Киев, Украина*²*ОАО «Сумское НПО им. Фрунзе», Украина*

АВТОМАТИЗИРОВАННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ЦЕХОМ МНОГОНОМЕНКЛАТУРНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Рассмотрена автоматизированная система управления цехом многономенклатурного производства.

автоматизированная система управления цехом

Введение

Стремление к интенсификации современного машиностроительного производства в условиях частой сменяемости выпускаемой продукции выдвигает на первый план задачи сокращения сроков разработки технологических процессов (ТП) и повышения качества проектных решений. Решение этих задач возможно при помощи автоматизированных систем технологической подготовки производства, способных адаптировать производственную систему (ПС) к непрерывно изменяющимся условиям. Цель заключается в создании такой технологии, которая не вносила бы дополнительных ограничений, а была бы максимально адаптирована к конкретному производству и позволяла реализовать все возможности ПС.

В ряде работ [1, 2 и др.] показано, что управление динамическим состоянием станков не может осуществляться без адаптивного моделирования. Представленные модели позволяют выполнять текущую оптимизацию в течение времени обработки поступившей партии деталей при обеспечении устойчивого функционирования станка. Это в наибольшей степени отвечает условиям оптимального управления ходом реализации ТП в многономенклатурном производстве с технико-экономических позиций.

Организацию процесса создания ТП часто пред-

ставляют как систему, входами которой являются внешние воздействия, а выходами – связанные с ними отклики. Однако возможности такой модели, действующей в условиях частичной неопределенности (связанной с отсутствием полной информации на ряде начальных этапов планирования ТП), ограничены в связи со структурными различиями между моделью вида "вход – выход" и процессом создания ТП. Поэтому для целей планирования ТП такая модель часто непригодна. В связи со сказанным рассмотрим основные принципы, позволяющие создать более совершенную модель разработки операций в системе планирования ТП механической обработки в условиях многономенклатурного производства.

Постановка задачи

Разработать новый подход к выбору режимов обработки для минимизации времени изготовления комплекта обрабатываемых деталей.

Решение задачи

По сравнению с традиционными методиками в предлагаемой системе планирования ТП решаемые задачи перераспределяются по стадиям проектирования. Это является основанием для корректировки общей последовательности (алгоритма) проектирования операций, которая принимает следующий вид:

1. Определение возможных и выбор рациональных видов и типоразмеров средств технологического оснащения (СТО) операций с учетом всей заданной номенклатуры обрабатываемых деталей.

2. Формирование допустимых вариантов структуры операций, определение последовательности выполнения переходов и выбор рациональной структуры операций.

3. Проектирование технологических переходов.

4. Расчет времени выполнения переходов и оптимизация вспомогательных приемов.

5. Разработка и оформление управляющих программ для станков с ЧПУ, схем наладок, технологических карт и другой документации.

В описанной последовательности связь между элементами, составляющими процесс проектирования операции, не носит чисто линейный характер. При реализации проектных процедур предусмотрена возможность возврата на ранний этап проектирования в случае получения неудовлетворительного результата.

Исходными данными для реализации подсистемы проектирования операций при планировании ТП служат: информация об обрабатываемых деталях; информация о технологических решениях, принятых на этапах, предшествующих разработке операционного ТП (сведения о числе и составе кортежей технологических переходов, характеристики поверхностного слоя деталей между технологическими операциями по ходу ТП, технологические размеры и др.); информация о технологическом оборудовании (характеристика оборудования и СТО); нормативно-справочная информация.

Характерной особенностью представленного алгоритма является то, что на этапе выбора рациональных видов и типоразмеров СТО анализ ведется для всей запланированной номенклатуры деталей по каждому виду оборудования. На последующих этапах возможно независимое проектирование по

операциям, что значительно сокращает время автоматизированного проектирования ТП.

Общая модель СТО включает в себя ряд подзадач, связанных с определением типоразмеров установочно-зажимных приспособлений, а также режущих, вспомогательных и измерительных инструментов. Эти подзадачи характеризуются общностью методических подходов к их решению.

На первом этапе генерируются различные СТО для кортежа технологических переходов в целом и для его отдельных элементов. Здесь в первую очередь учитываются требования к качеству изготавливаемых деталей. Так, для станочного приспособления условиями выбора являются: возможность и точность базирования и закрепления заготовки по поверхностям, выбранным на предыдущих этапах проектирования; характеристики, обеспечивающие надежность и безопасность процесса обработки; соответствие размеров приспособления рабочей зоне станка; обеспечение конструкции приспособления выполнения всех переходов в рамках рассматриваемой операции.

На следующем этапе из сформированных вариантов СТО выбирают их рациональную номенклатуру для каждого вида оборудования, используемого в ПС.

Наиболее эффективно для решения этой задачи использование показателей гибкости ТП [1 и 2], оценивающих инвариантность структуры ТП, т.е. ее неизменность при изготовлении деталей с различными конструктивными признаками. Это свойство обеспечивает высокую степень взаимозаменяемости операций и переходов, входящих в ТП, и простоту переналадки оборудования при изготовлении деталей различной конфигурации, типоразмера и исполнения.

Окончательный выбор СТО позволяет получить все необходимые исходные данные для уточнения значений припусков, которое может быть реализовано любым известным методом. После этого появ-

ляется возможность дать заключение о качестве спроектированного ТП с позиций размерной точности. К данному моменту разработки ТП имеется вся

необходимая информация для оценки его точности с использованием математической модели, описывающей граф состояний поверхностей деталей.



Рис. 1. Функциональная модель управления цехом

Существует прямая связь между оборудованием, обрабатываемыми деталями и технологией их изготовления. Технологические возможности оборудования могут эффективно использоваться только при условии их согласования с конструкторско-технологическими характеристиками обрабатываемых деталей. При этом определяющую роль играют решения по выбору структуры операции.

В конкретных условиях производства выбор структуры операции зависит от многих факторов, в числе которых – конфигурация обрабатываемой детали, требуемая точность размеров и качество поверхности, ряд параметров, характеризующих применяемые оборудование и СТО.

При планировании операционного ТП выбор структуры операции является наиболее сложным

вопросом, так как связан с производительностью и с себестоимостью выполнения самой операции и ТП в целом. Поэтому для выработки правильного подхода к созданию модели проектирования рациональной структуры операции были проанализированы многочисленные исследования в данной области.

В исследовании структуры процессов и машин с точки зрения производительности существуют два направления: конструкторское и технологическое. Первое связано с изучением структуры на основе классификации машин и не может в полном объеме представить структуру операции и закономерности ее развития. Кроме того, структура операции зависит не только от изготавливаемой детали, но и от

СТО, которые при классификации обычно не учитывают.

Так, если в результате исследований удастся найти все принципиальные сочетания переходов в операции при существующих станках и СТО, то появится возможность перейти к единой системе, определяющей условия существования различных структур операции и их связь между собой. Это может стать основой для формализации процесса генерации оптимальных структур операций в САПР ТП для широкого парка станков.

Однако в настоящее время создание обобщенной модели невозможно из-за отсутствия цельного представления о классификации операций с позиций их структурного многообразия. Поэтому предполагается в системе планирования ТП для каждого вида оборудования разрабатывать специфическую методику формирования рациональной структуры операций. Причем для каждого вида оборудования необходимо создать модели, которые связывают структуру операции с условиями функционирования ПС в оптимальном режиме через показатели количественной оценки.

В разрабатываемой системе планирования многоменклатурных ТП в качестве главного критерия оптимизации рассматривают время изготовления заданного комплекта деталей в ПС. Это время напрямую связано со временем непосредственной обработки деталей на отдельных единицах оборудования и, кроме того, зависит от выбранной схемы использования инструмента, определяющей суммарные затраты на переналадку оборудования. Обеспечение же качества деталей посредством рациональных режимов резания является средством сокращения простоев, связанных с отказами оборудования и непосредственно влияющих на время изготовления комплекта деталей.

В этом случае для каждого перехода при проектировании операции анализируют только общие ограничения, характерные для данного типа оборудо-

вания, и в результате определяют допустимую область значений параметров режимов резания. Используемые же критерии играют роль специальных функциональных ограничителей.

Объем расчетов, выполняемых на данной стадии, значительно меньше, чем на стадии проектирования ТП. Сокращение объема расчетов обусловлено тем, что анализируют не весь диапазон параметров режимов, а уже отобранное множество и рассматривают дополнительные ограничения, число которых меньше, чем на стадии проектирования. Это способствует сокращению времени, затрачиваемого на проектирование ТП, и позволяет учитывать технологические особенности всех станков, входящих в действующую ПС.

Изложенное выше позволяет предложить схему назначения режимов обработки, охватывающую стадии проектирования и реализации ТП. В этой схеме процесс определения режимов разбит на четыре этапа.

Первый этап совпадает со стадией проектирования ТП, на которой на основе общих ограничений для группы оборудования определяют множество возможных вариантов режимов обработки. Три последующих этапа осуществляются в процессе реализации ТП.

Второй этап связан с поступлением партии деталей на изготовление. При этом осуществляется корректировка режимов с учетом дополнительных ограничений, отражающих индивидуальные особенности каждой единицы оборудования. Результатом является уточненное множество возможных вариантов режимов обработки.

Третий этап реализуется при изготовлении опытных деталей из партии с режимами, ограниченными уточненным множеством, полученным на втором этапе. При этом определяют оптимальные режимы по критерию обеспечения устойчивого функционирования станка с учетом экспериментальных данных.

В задачи *четвертого этапа* входит контроль за ходом реализации ТП при изготовлении всей партии деталей. Осуществляются наблюдение за ходом ТП, анализ выбранных режимов с технико-экономических позиций и их корректировка.

Принципиальной особенностью предложенного подхода к выбору оптимальных режимов обработки является учет изменения состояния ПС. Это выражается в оперативном назначении параметров режимов, что позволяет обеспечить устойчивость функционирования оборудования ПС при изменении внешних условий. В результате в максимальной степени учитывается требование адекватности проектных решений, принимаемых при создании ТП, конкретным условиям производства, что в полной мере соответствует основополагающим принципам создания системы планирования многономенклатурных ТП.

Таким образом, представленная концепция системы планирования ТП объединяет на основе системного подхода основные этапы технологического обеспечения многономенклатурных ПС.

Структура организации процесса разработки ТП представляет этот процесс как систему, объединяющую проектирование и реализацию технологии с учетом изменений реальной производственной ситуации.

Выводы

Предложенная подсистема проектирования операций в системе планирования ТП механической обработки имеет значительные преимущества перед существующими, так как позволяет:

1) создавать модели, связывающие структуру операции с условиями функционирования ПС в

оптимальном режиме посредством показателей количественной оценки операции;

2) выбирать наиболее рациональную структуру операции в конкретной производственной ситуации;

3) использовать показатели гибкости ТП по однородности СТО в целях выбора оптимального варианта станочных приспособлений, режущего инструмента, вспомогательной оснастки и средств контроля по критериям минимизации времени переналадки и сокращения затрат на их применение;

4) назначать параметры режимов обработки с учетом фактического состояния оборудования и в связи с этим минимизировать время изготовления всего комплекта обрабатываемых деталей, снижая тем самым издержки производства и себестоимость выпускаемой продукции.

Литература

1. Бочкарев П.Ю., Васин А.Н. Планирование технологических процессов в условиях многономенклатурных механообрабатывающих систем. Теоретические основы разработки подсистем планирования маршрутов технологических операций: Уч. пособие. – Саратов: СГГУ, 2004. – 136 с.
2. Бочкарев П.Ю., Васин А.Н. Планирование технологических процессов в условиях многономенклатурных механообрабатывающих систем. Теоретические основы разработки подсистем планирования технологических операций: Уч. пособие. – Саратов: СГГУ, 2004. – 74 с.

Поступила в редакцию 24.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.В. Конин, Национальный авиационный университет, Киев.

УДК 519.252

V.V. KARTASHOV¹, A.G. ROGERS², A.I. BRULEV³¹*Air Lines «Transaero», Russia*²*Maintenance training Centre «Aircraft Maintenance training», United Kingdom*³*Air Lines «224 Flying group», Russia*

ESTIMATION OF SYNERGETIC EFFECT IN FACTORIAL – TEMPORAL SPACE FOR ADAPTED INTRODUCED TECHNOLOGIES OF MAINTENANCE SERVICE ON AVIATION TECHNIQUES

Physical essence of the synergetic effect, the mathematical modeling of process of decision-making, the approach to adaptation of techniques for maintenance service on objects of aviation techniques, a task of a qualitative and quantitative estimation synergetic effect, and also a task of an estimation of tendencies in synergetic processes were considered. The algorithm of the decision of tasks in view is resulted.

technical operation and methods of adaptation of techniques for maintenance service, factorial - temporal fields

Introduction

For aircraft operator of aviation techniques (AT) in modern conditions of a choice of various methods of maintenance (MT) it is very important not only to perfect technologies of service suggested directly by the Developer, but also carry advanced, perspective technical decisions of other Developers on its models of AT.

At such approach aircraft operators can receive positive synergetic effect, getting both qualitative technical advantages, and an appreciable financial prize. Synergetic effect is such effect which arises at amplification of joint influence of factors after comparison with the effect received at influence of each them separately refers to process.

1. Formulation of the problem

Now researches of synergetic effect are widely used in the economic analysis of maintenance service on objects AT. However the basic technical component synergetic processes does not occupy due attention till now.

Not in the last turn for this reason, for example, the western technologies of diagnostics of aviation engines (AD) give a positive effect on engines of the Russian

manufacture at their application unsufficiently.

In many respects, absence of necessary techniques of adaptation of the developed diagnostic procedures on objects (estimations synergetic effect) AT is the basic obstacle in carry of positive "western" experience, instead of extremely "traditional" opinion about « backlog of element base».

The mathematical model of acceptance of technical decisions should be considered in factorial-temporal space of diagnostic parameters and activities.

It is necessary to note, that mathematically (as well as in reality) synergetic effect can and should be considered both with a sign "+", and with a sign "-", in positive, and negative dynamics.

1.1. Physical interpretation. To evidently illustrate process of monitoring of adaptation of technology MT it is possible using fig. 1.

For presentation we take system of perpendicular planes of two factors F_1 , F_2 and time T . Let these factors will be F_1 – relative efficiency of service (for example, quantity found out / the warned refusals with use of a concrete technique to total of refusals) and F_2 – relative cost of expenses for service of a concrete technique (for example, the financial expenses, falling found out / the warned refusal to the general financial ex-

penses for technical diagnostics / technical operation.

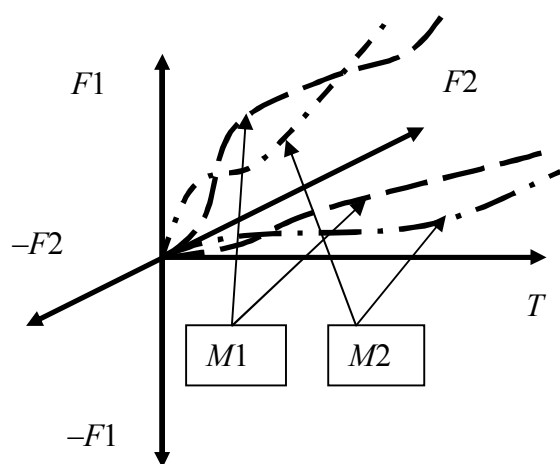


Fig. 1. Monitoring of technology adaptation

Note: By consideration more than two factors it is necessary to representate the process in polar systems of coordinates.

Let there be for a product on the one hand fulfilled technique *M1* (for example – the statistical analysis), on the other hand there be technique *M2* (a new equipment, an existing effective technique from the other object, and so on).

There is a requirement of an estimation of new technology from the point of view of its adaptation to existing, estimations of efficiency, a degree of introduction and so on.

The mathematical model of estimations assumes reception of mathematical dependences, an opportunity on this basis of a graphic construction and the comparative analysis of techniques in corresponding factorial-temporal planes.

Thus, besides expert, the complex estimation methods of vector algebra construction of a resulting vector / a line formed by crossing of factorial planes is possible.

Let's consider one of applicable for use in the given statement of a task of a complex estimation and effective a centroid method of vector algebra [1].

1.2. Geometrical interpretation. Let variables $x_1, \dots, x_p$ are identified with the vectors leaving the beginning

of coordinates of p -dimensional of space, cosines of corners between vectors are equal to correlations, and lengths of vectors - to standard deviations of corresponding variables.

Further, if directions which are attributed to variables, are already found, we shall change for a while if it is necessary, their marks so that as much as possible correlations became positive; then vectors will tend to a grouping in one direction in a bunch.

After that the first factor 1 (centroid) systems is defined as the sum of vectors and will pass somehow through the middle of a bunch.

Now it is possible to take into account influence of this factor and, having done the further change of marks to come to a new bunch of vectors.

Then it is possible to take into account the second factor (centroid), etc. until the dispersion of variables will not be settled completely.

Generally at us will be p vectors in p -dimensional space, but essential features of model, it is possible to show, considering only bidirectional case (see fig. 2).

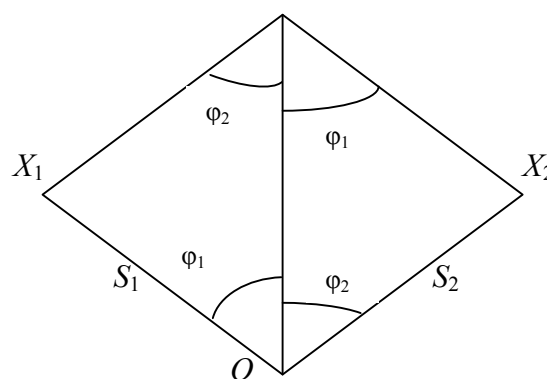


Fig. 2. Bidirectional case of factor vectors

Let X_1 and X_2 – two variables with dispersions S_1^2 and S_2^2 and factor of correlation r . The covariance matrix of them is equal

$$\begin{bmatrix} S_1^2 & rS_1S_2 \\ rS_1S_2 & S_2^2 \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Let's present variables x_1, x_2 to vectors OX_1, OX_2 (fig. 2) with a corner Θ between them, where

$$OX_1 = S_1, OX_2 = S_2, \cos \Theta = r. \quad (2)$$

The sum of vectors OX_1 и OX_2 will be vector OF , where OX_1FX_2 – a parallelogram. This vector after reduction to individual length also represents the first factor f_1 .

Let φ_1 и φ_2 – corners, which are made vector OF with OX_1 and OX_2 , so $\varphi_1 + \varphi_2 = \Theta$. Loadings x_1 и x_2 on f_1 :

$$\begin{aligned} l_{11} &= S_1 \cos \varphi_1; \\ l_{21} &= S_2 \cos \varphi_2. \end{aligned} \quad (3)$$

If a vector of loadings designate through l_1 , the residual covariance matrix after the account of influence of the first factor is equal

$$A - l_1 l_1'$$

or

$$\begin{aligned} &\begin{bmatrix} S_1^2 - (S_1 \cos \varphi_1)^2 & r S_1 S_2 - S_1 S_2 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 \\ r S_1 S_2 - S_1 S_2 \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 & S_2^2 - (S_2 \cos \varphi_2)^2 \end{bmatrix} = \\ &= \begin{bmatrix} S_1^2 \sin^2 \varphi_1 & -S_1 S_2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 \\ -S_1 S_2 \sin \varphi_1 \sin \varphi_2 & S_2^2 \sin^2 \varphi_2 \end{bmatrix}, \end{aligned} \quad (4)$$

since $r = \cos(\varphi_1 + \varphi_2) = \cos \varphi_1 \cos \varphi_2 - \sin \varphi_1 \sin \varphi_2$. Inasmuch as $S_1 \sin \varphi_1 = S_2 \sin \varphi_2$, that the sums both in the lines, and on columns this matrix are equal to zero.

Expressing $\cos \varphi_1$ and $\cos \varphi_2$ в (3) through S_1 и S_2 и r , we shall receive a simple method of calculation of loadings of variables on factors directly from covariance matrixes **A**.

For example,

$$l_{11} = S_1 \cos \varphi_1 = \frac{S_1^2 + r S_1 S_2}{\sqrt{S_1^2 + S_2^2 + 2r S_1 S_2}}. \quad (5)$$

The numerator is equal this expression to the sum of elements of the first column of a matrix **A**, and a denominator to a square root from the sum of all elements of

a matrix **A**. Similar expression can be received and for l_{21} .

After that it is necessary to receive loadings of variables on the second factor. They cannot be received directly from a residual matrix as the sums of lines and the sums of columns are equal to zero. Therefore, to promote further, it is necessary to change a mark of one of variables. It is an equivalent to change of a mark in one line and one column of a residual matrix. Then loadings of variables on the second factor turn out summation corresponding columns and a division of each sum into a square root from the sum of all elements of residual covariance matrixes.

In the summary marks of loadings of variables which have been changed, should be restored.

2. Practical application

The above mentioned mathematical device of vector algebra allows quantitatively and to estimate qualitatively various techniques in interdependence crossing (and not crossing) space of every possible integrated parameters and entered individual parameters.

The further step of an estimation of efficiency of techniques probably check of the dependences (vectors) constructed by us on stationary of researched discrete time sequence (time lines) which values is a summing centroid vector / vectors.

Detection of a deviation from stationary is an attribute of presence of a trend and gives the practical recommendation in our case on time of decision-making. The technique of an estimation stationary researched sequence will consist in the following [2].

The algorithm is based on an estimation statistical R – criterion or factor of autoregress establishing event of occurrence of steadily observable deviations the moment of characteristics of time sequence of a diagnostic attribute from initial stationary values unequivocally connected to it.

It is supposed, that the stationary sequence of a diagnostic attribute is described autoregressive by plural model [3]. In vector, a general view this model can be expressed as follows:

$$Y(t+1) - Y(t) \cdot (R-1) + E(t), \quad (6)$$

where Y – the normalized value of a diagnostic attribute in a time line;

E – vector of random errors (white noise);

$(R-1) - r$ – factor of autoregress (R – criterion of Held).

Condition on which occurrence of non-stationary deviations in sequence of values of a diagnostic attribute is established, i.e. the importance of a trend, is $R < Rkr$. For sequences with the limited lengths of realizations the criterion non-stationary is based on calculation of selective values of factors of autoregress with their subsequent comparison with allowable values.

The choice of length of realization on which is spent statistical estimation, is caused by alternative requirements to sensitivity of algorithm of detection at weak - developing in time a trend and to reliability of his detection with the minimal probabilities of occurrence of mistakes of diagnosing. The small size of the sample is established in case when it is necessary to have a high sensitivity trend at rather satisfactory statistical reliability of result.

Great volumes of the sample are preferable at reception of statistically reliable results of recognition, losing thus in sensitivity.

Practical results show, that the recommended size of the sample of number of members of time realization of a diagnostic attribute makes $N - 10$.

Check on stationary can will be executed consistently by two alternative criteria Held and Cox-Stuart [4].

In the beginning the analysis by criterion Hald which is determined is carried out pays off under the formula:

$$R = \frac{\sum_{l=1}^{m-1} (P_{l+1} - P_l)^2}{2 \sum_{l=1}^m (P_l - P_a)^2}, \quad (7)$$

where P – a sample unit; m – the size of sample;

l – a serial number of a sample unit;

P_a – the average arithmetic value designed on sample.

The received value is compared to size Pkr : if $R > Rkr$ sequence of deviations stationary by the given criterion, i.e. the trend is absent. Performance of algorithm on the analyzed parameter stops, the trend is accepted insignificant by the given criterion; otherwise, when $R < Rkr$, it is established presence of a trend with the set confidential probability (for example – 0,95), a trend admits significant by the given criterion and performance of algorithm proceeds.

Further at an establishment of the fact of the importance of a trend by the first criterion each parameter is checked by the second criterion (criteria Held and Cox-Stuart). The criteria Held and Cox-Stuart determines off under the formula:

$$Z = \frac{ABS \left(\left(S - \frac{N}{6} \right) - 0,5 \right)}{\sqrt{\frac{N}{12}}}, \quad (8)$$

where S – a greater number from quantity of the positive and negative differences received by performance of the following operations: researched sample from N values shares on 3 groups so, that the first and last contain identical number of values M ; from the first value of last group the first value of the first group is subtracted, thus the quantity of positive and negative differences is fixed;

ABS – mark of the module.

At the following stage the received value is compared to size $Zkp - 2,58$:

if $Z < Zkp$, to the sequence is accepted stationary by the given criterion, the trend is absent, the performance of algorithm stops;

otherwise, if $Z > Z_{kp}$ the trend admits significant and by the given criterion, thus performance of the subsequent operations of algorithm proceeds.

In result if the trend is recognized significant by both criteria on sample of values of deviations of parameter factors of linear regress under formulas pay off:

$$b = \frac{\sum_{l=1}^n (P_l T_l - m T_a P_a)}{\sum_{l=1}^m (T_l^2 - m T_a^2)} ;$$

$$a = P_a - b T_a , \quad (9)$$

where P – the sample unit;

P_a – average arithmetic, designed on the sample;

T – the value of an operating time corresponding to a sample unit;

T_a – the average arithmetic value of an operating time designed on the sample of values of an operating time of the system;

l – the serial number of a sample unit;

m – the number of sample units;

b – the factor of a line of regress (speed of a trend);

a – the factor of a line of regress (value of ordinate at abscissa, equal to zero).

The speed of a trend received on the sample is compared with the limiting speed of a trend. At excess of the speed limit the trend of parameter admits SIGNIFICANT. The trend is considered DANGEROUS if for two consecutive events the condition $b > b_{\text{limit}}$ satisfies, and the speed of a trend to the in - second sample on the module is more than the speed of a trend in the first sample and the speed of the trend have one mark.

Conclusion

Experience of practical realization of programs of maintenance service of objects AT shows expediency of development of techniques of an estimation of algorithms of adaptation of the perspective development created on related objects. Such approach enables uses of synergetic effect.

Literature

1. Lawlew D.N., Maxwell A.E. Factor analysis as a statistical method. – London: Butterworths. – 1963. – 144 p.
2. Карташов В.В., Михайлов В.В. Использование трендового анализа в оценке технического состояния функциональных систем летательных аппаратов. – М.: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1997. – 127 с.
3. Рабочая книга по прогнозированию. – М.: Мысль, 1982. – 280 с.
4. Кендалл М., Стьюарт А. Многомерный статистический анализ и временные ряды. – М.: Наука, 1976. – 305 с.

Поступила в редакцию 1.06.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. О.Ф. Машошин, Московский государственный технический университет гражданской авиации, Москва.

УДК 629.735.083.035.3.004.58 (045)

В.В. ПАНИН, С.В. ЕНЧЕВ, М. ОЛАЛИ

Национальный авиационный университет, Киев, Украина

СОВРЕМЕННЫЙ ПОДХОД К РЕАЛИЗАЦИИ КОМПЛЕКСНОЙ МЕТОДИКИ ДИАГНОСТИКИ АВИАЦИОННЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В статье рассматриваются вопросы создания комплексной методики диагностирования авиационных газотурбинных двигателей на базе интеграции показателей концентрации продуктов износа в масле, параметров вибрации и рабочего процесса.

авиационный газотурбинный двигатель, комплексная методика диагностирования, диагностический параметр, минимальная критериально-параметрическая характеристика, корреляционно-регрессионный анализ

Введение

Совершенствование авиационной техники, повышение ее надежности, регулярности и безопасности полетов воздушных судов (ВС), качества их технического обслуживания, уменьшение уровня эксплуатационных затрат неразрывно связаны с одним из основных направлений деятельности гражданской авиации – совершенствованием системы эксплуатации авиационной техники. При таких условиях особое значение имеет задача оптимизация стратегии эксплуатации ВС и их важнейших автономных систем – авиационных газотурбинных двигателей (ГТД).

Таким образом, существует необходимость в исследовании критериально-параметрической базы комплексной методики диагностирования ГТД, которая должна отвечать не только международным стандартам безопасности авиации, но и служить надежным фундаментом для внедрения новых технологических разработок в области диагностирования ГТД.

Анализ исследований и публикаций. Исследования процесса эксплуатации ГТД разных типов [1 – 7] показали, что эффективность реализованной стратегии эксплуатации в основном определяется режимом диагностирования авиадвигателей, обусловленным периодичностью контроля, составом

диагностических параметров, величиной упреждающего допуска диагностического параметра, а также эксплуатационными характеристиками средств диагностирования.

При разработке и внедрении систем контроля ГТД диагностические интервалы, а также упреждающие допуски диагностических параметров, определяются из апостериорной оценки динамики изменения показателей процесса эксплуатации и надежности парка однотипных ГТД, на базе которых строятся различные алгоритмы диагностического исследования [2, 4, 7 – 9].

Постановка задачи. Необходимо отметить, что качество исследований определяется количеством используемых критериев: чем больше получено информации, тем более достоверной будет оценка технического состояния ГТД. С экономической точки зрения, для быстрого процесса диагностирования необходимо рассматривать минимальное поле диагностического исследования [7]. Использование комплексного метода оценки технического состояния ГТД обеспечивает авиакомпаниям преимущества в двух аспектах: более точное представление о состоянии самолетно-моторного парка и снижение эксплуатационных расходов.

Задачу данного исследования можно сформулировать как исследование возможности использования минимальных критериально-параметрических

характеристик комплексной методики диагностирования ГТД. Такие характеристики должны одновременно отвечать современным международным стандартам безопасности полета и экономической рентабельности использования данной методики, и тем самым сосредоточить производителей диагностических разработок на изготовлении удобных малогабаритных диагностических устройств для определения этих параметров.

1. Формирование минимально-критериальных характеристик условного повреждения ГТД

Современные диагностические приборы для ГТД должны проводить анализ изменения уровня общей вибрации двигателя, концентрации продуктов износа деталей, которые омываются маслом, накопления повреждений критических элементов конструкций [4, 6, 7], оценки технического состояния элементов проточной части ГТД.

Диагностический параметр общей вибрации двигателя

$$\Delta \bar{K}_g = \frac{K_{g \text{ тек}}}{K_{g0}} - 1, \quad (1)$$

где K_{g0} и $K_{g \text{ тек}}$ – соответствующее начальное и текущее значение, например, коэффициента виброперегрузки.

Аналогично можно определить относительный коэффициент прироста концентрации металла в масле:

$$\Delta \bar{K}_{Fe} = \frac{K_{Fe \text{ тек}}}{K_{Fe0}} - 1, \quad (2)$$

где K_{Fe0} и $K_{Fe \text{ тек}}$ – соответственно начальное и текущее значения концентрации железа в масле.

Величину получения повреждений критического элемента конструкции представим в виде

$$\bar{K}_\tau = \frac{t_e}{\tau_e}, \quad (3)$$

где t_e – эквивалентная наработка, которая накапливается от полета к полету; τ_e – долговечность кри-

тического элемента конструкции при параметрах эквивалентного режима нагрузки. В качестве эквивалентного режима нагрузки рекомендуется выбирать взлетный режим работы двигателя в стандартных атмосферных условиях. Если реальную наработку двигателя представить в виде эквивалентной, которая определяется для критического элемента конструкции, то для каждого значения эквивалентной наработки t_e связь параметра $\Delta \bar{K}_\tau$ с $\Delta \bar{K}_g$ и $\Delta \bar{K}_{Fe}$ может быть аппроксимирована выражениями первого порядка:

$$\bar{K}_\tau = \gamma + \beta_1 \Delta \bar{K}_g; \quad (4)$$

$$\bar{K}_\tau = \gamma + \beta_2 \Delta \bar{K}_{Fe}, \quad (5)$$

где γ , β_1 и β_2 – коэффициенты взаимосвязи.

Учитывая выражения (4) и (5), уравнение связи между рассмотренными параметрами для заданного τ_e будет иметь следующий вид:

$$\bar{K}_\tau = \gamma + \beta_1 \Delta \bar{K}_g + \beta_2 \Delta \bar{K}_{Fe}. \quad (6)$$

При $\Delta \bar{K}_g = 0$ или при $\Delta \bar{K}_{Fe} = 0$ уравнение (6) превращается в уравнение (4) или (5). В том случае, когда $\Delta \bar{K}_g = 0$ и $\Delta \bar{K}_{Fe} = 0$, $\bar{K}_\tau = \gamma$.

С учетом (3) можно записать:

$$\gamma = \frac{1}{\tau_e}. \quad (7)$$

Учитывая, что выражение (6) устанавливает связь между параметрами, $\bar{K}_\tau$, $\Delta \bar{K}_g$ и $\Delta \bar{K}_{Fe}$ для отдельных промежутков времени, установим зависимость коэффициентов от величины эквивалентной наработки. При этом отметим, что коэффициент γ связан с величиной эквивалентной наработки уравнением (7).

Как показывает практика, связь коэффициентов с величиной эквивалентной наработки может быть описана следующим образом:

$$\beta_1 = \lambda_0 + \lambda_1 t_e; \quad (8)$$

$$\beta_2 = \varphi_0 + \varphi_1 t_e, \quad (9)$$

где λ_0 , λ_1 , φ_0 , φ_1 – постоянные коэффициенты.

С учетом (7), (8), и (9) преобразуем выражение (6) к виду

$$\bar{K}_\tau = \frac{1}{\tau_e} t_e + (\Delta \bar{K}_g \lambda_0 + \Delta \bar{K}_g \lambda_1 t_e) + (\Delta \bar{K}_{Fe} \varphi_0 + \Delta \bar{K}_{Fe} \varphi_1 t_e). \quad (10)$$

Решая уравнение (10) относительно t_e , получим:

$$t_e = \frac{\bar{K}_\tau - \Delta \bar{K}_g \lambda_0 - \Delta \bar{K}_{Fe} \varphi_0}{1/\tau_e + \Delta \bar{K}_g \lambda_1 + \Delta \bar{K}_{Fe} \varphi_1}. \quad (11)$$

Выражение (11) позволяет оценить эквивалентную наработку при одновременном действии двух или трех параметров: $\bar{K}_\tau$, $\Delta \bar{K}_g$ и $\Delta \bar{K}_{Fe}$.

Используя формулу (11), с учетом соотношения (7) можно представить величину условного повреждения двигателя как

$$\gamma(\bar{K}_\tau, \Delta \bar{K}_g, \Delta \bar{K}_{Fe}) = \frac{\bar{K}_\tau - \Delta \bar{K}_g \lambda_0 - \Delta \bar{K}_{Fe} \varphi_0}{t_e (1 + \Delta \bar{K}_g \lambda_1 + \Delta \bar{K}_{Fe} \varphi_1)}. \quad (12)$$

Рассмотренный подход к оценке условного повреждения справедлив для многократно повторяющейся соответствующей реализации программы работы двигателя и соответствующей программы нагрузки его основных узлов и деталей.

В этой связи постоянные коэффициенты, которые входят в расчетную формулу, могут быть применены только для конкретной реализации программной работы.

Если реализация отличается от одного полета к другому, то и постоянные коэффициенты будут отличаться.

Это обуславливает необходимость установки функциональных зависимостей между постоянными коэффициентами и параметрами, которые характеризуют реализацию программы работы двигателя.

В качестве таких параметров необходимо принимать скорость накопления повреждений принятого критического элемента во время j -й реализации полета, а также скорости изменения относительных приростов характеристик вибраций $(\Delta \bar{K}_g)/t_{nj}$ и

концентрации металла в масле $(\Delta \bar{K}_{Fe})/t_{nj}$.

Результаты экспериментов с их корреляционно-регрессионным анализом [4, 5] позволяют установить статистические зависимости для постоянных коэффициентов:

$$\lambda_0 = A_0 + \frac{1}{t_{nj}} (A_1 d\Pi_j + A_2 \Delta \bar{K}_{g j} + A_3 \Delta \bar{K}_{Fe j});$$

$$\lambda_1 = B_0 + \frac{1}{t_{nj}} (B_1 d\Pi_j + B_2 \Delta \bar{K}_{g j} + B_3 \Delta \bar{K}_{Fe j});$$

$$\varphi_0 = N_0 + \frac{1}{t_{nj}} (N_1 d\Pi_j + N_2 \Delta \bar{K}_{g j} + N_3 \Delta \bar{K}_{Fe j});$$

$$\varphi_1 = M_0 + \frac{1}{t_{nj}} (M_1 d\Pi_j + M_2 \Delta \bar{K}_{g j} + M_3 \Delta \bar{K}_{Fe j}),$$

где $A_0, \dots, A_3; B_0, \dots, B_3; N_0, \dots, N_3; M_0, \dots, M_3$ – постоянные коэффициенты уравнений линий регрессии.

Таким образом, определяя коэффициенты $\lambda_0, \lambda_1, \varphi_0, \varphi_1$, можно провести оценку получения условного повреждения двигателя для различных реализаций программ его работы.

2. Учет технического состояния проточной части ГТД

Для проведения полной диагностики работы двигателя необходимо учитывать оценку технического состояния элементов проточной части ГТД по регистрируемым параметрам [3].

Как известно, термодинамическое совершенство проточной части ГТД должно определяться эквивалентным эффективным коэффициентом полезного действия (КПД), который в данном случае определяется как отношение выходной мощности двигателя к подведенной энергии.

Винтовая мощность определяется по формуле

$$N_g = k \cdot n \cdot P_{ИКМ},$$

где k – коэффициент, который учитывает геометрические характеристики трансмиссии; n – частота вращения ротора; $P_{ИКМ}$ – давление масла в системе измерения крутящего момента, МПа.

Поэтому в качестве основного диагностического критерия для оценки технического состояния проточной ГТД используют комплекс

$$K_{GT} = \frac{P_{ИКМ}}{G_T} \cdot 10^3.$$

Данный критерий определяет винтовой КПД, изменения которого отображают все износные и случайные повреждения элементов проточной части двигателя. Поэтому, если в системе диагностирования реализовать процесс постоянного определения данного критерия, то можно прогнозировать работу двигателя и заблаговременно устранять возможные технические повреждения частей ГТД как на земле, так и в воздухе путем предупреждения экипажа самолета о вероятном повреждении и автоматическим включением дополнительных систем, которые должны компенсировать работу поврежденного двигателя, отвести от него питание, включить при необходимости противопожарную систему, которая устанавливается на борту самолета.

Заключение

Использование комплексной методики диагностирования ГТД с учетом трех диагностических параметров позволяет получить оценки остаточной долговечности ГТД – запаса долговечности, может использоваться в широком диапазоне изменения параметров программ работы ГТД, что может быть полезным для оценки технического состояния ГТД в эксплуатации.

Литература

1. Акимов В.М. Основы надежности газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1988. – 207 с.
2. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1982. – 240 с.

3. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко и др. – К.: Техніка, 1998. – 312 с.

4. Янко А.К. Определение остаточного ресурса ГТД на основе анализа измерения запасов прочности наиболее нагруженных элементов // В кн.: Промышленная теплотехника. – К.: Наукова думка, 1980. – № 4. – С. 231-240.

5. Карпов Е.Н., Дягилев В.А., Лаврухин С.Н. Оценка технического состояния элементов проточной части ТВД по регистрируемым параметрам // Эксплуатационная надежность авиационных газотурбинных двигателей: Межвуз. сб. науч. тр. – К.: КИИГА, 1981. – С. 42-49.

6. Єнчев С.В., Кінашук І.Ф., Олалі М. Методи контролю технічного стану газотурбінних двигунів у процесі експлуатації // Проблеми тертя та зношування: Зб. наук. пр. – К.: НАУ, 2007. – Вип. 47. – С. 40-48.

7. Єнчев С.В., Гуз С.Ю., Вознюк А.П., Олалі М. Комплексний метод діагностування турбогвинтових двигунів // Вісник НАУ. – 2007. – № 1. – С. 109-111.

8. Єнчев С.В. Математическое моделирование системы «САУД-АД» для определения качества функционирования в условиях авиапредприятий // Наука і молодь: Зб. наук. пр. – К.: НАУ, 2006. – С. 121-124.

9. Єнчев С.В., Сильнягин А.О. Формування логіко-імовірнісної моделі функціонування електронної системи управління авіадвигунами // Електроніка та системи управління. – 2007. – № 1 (13). – С. 200-205.

Поступила в редакцию 21.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.В. Епифанов, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского “ХАИ”, Харьков.

УДК 621.452.3 : 681.518.54

А.Ю. СОКОЛОВ, И.А. ТРОФИМОВА, М.Л. УГРЮМОВ

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

МЕТОД ДИАГНОСТИКИ РАСПРЕДЕЛЕННЫХ СИСТЕМ С МНОЖЕСТВЕННЫМИ ДЕФЕКТАМИ

Рассмотрен метод решения задачи технической диагностики сложных распределенных систем. Для организации распределенного контроля и диагностики множественных дефектов состояния системы применена мультиагентная технология. В качестве примера представлена методика диагностирования технического состояния вертолетного газотурбинного двигателя (ГТД). Применение такой методики позволило выявлять дефекты логически, что снижает материальные затраты на диагностирование ГТД.

мультиагентный подход, техническая диагностика, модель «дефект-симптом», диагностическая гипотеза, коалиционная логика, процедура выявления дефектов.

Введение

Своевременная диагностика технического состояния авиационных ГТД позволяет существенно улучшить их эксплуатационные показатели. Среди множества задач технической диагностики ГТД важное место занимает анализ термодинамических параметров, который должен давать объективную информацию о техническом состоянии проточной части двигателя и своевременно выявлять возникающие в проточной части неисправности.

Анализ существующих подходов и методов решения задач технической диагностики ГТД [1 – 4] показывает, что число их ограничено. Ранее для диагностики дефектов применялись модели, ориентированные на выявление одиночного дефекта. Предполагалось, что дефекты возникают последовательно во времени. Особенностью сложных технических систем, таких как авиационные ГТД, является то, что время между возникающими дефектами столь мало, что их можно считать возникающими одновременно. Таким образом, актуальной является проблема разработки математических моделей, позволяющих построить диагностическую модель, учитывающую возможность появления нескольких дефектов одновременно. Применение такой модели позволит выявлять дефекты логически, что снижает

материальные затраты на диагностирование сложных технических систем.

В настоящей работе предложен метод решения задачи технической диагностики авиационных ГТД, учитывающий возможность появления нескольких дефектов одновременно. Исследуются диагностические модели в виде набора правил «симптом-дефект». Для организации распределенного контроля и диагностики множественных дефектов системы применяется мультиагентная технология.

1. Модели «Симптом-дефект» и «агент-дефект»

Пусть $F = \{f_l\}_{l=1}^{N_F}$ и $S = \{s_m\}_{m=1}^{N_S}$ определяют множества возможных дефектов и симптомов соответственно. Тогда существует многозначное отображение

$$\psi : S \rightarrow F, \quad (1)$$

которое можно представить в виде бинарной **диагностической матрицы** (табл. 1), отражающей влияние симптомов и дефектов в виде логических значений $I = \{0,1\}$ [5].

Табл. 1 может быть представлена в виде набора продукций, отражающих причинно-следственные отношения связи наблюдаемых симптомов и поро-

ждающих их дефектов, например,

IF s1 is True AND s4 is True THEN f3 is True.

На практике такие продукции определяют одинаковые дефекты.

Отображение «симптом-дефект» является двуправленным ориентированным графом, в котором каждый дефект непосредственно связан с проявляющимися в этом случае симптомами и наоборот. Обычно методы диагностики решают задачу определения дефектов, используя отображение «симптом-дефект». В задаче моделирования системы, напротив, задается отображение «дефект-симптом».

В настоящей работе предлагается дополнить данную модель множеством агентов, ответственных за наблюдаемые симптомы. Распределение системы на агентное представление, как правило, осуществляется по физическому принципу разделения системы на подсистемы [6, 7].

Агентное представление в задачах диагностики позволяет осуществлять диагностику распределенных систем, учитывая активность агентов в выдвижении гипотез о возможных дефектах и возможность их общения с целью минимизации множества возможных дефектов в ответственных подсистемах.

Для решения задачи введем в рассмотрение множество диагностических распределенных агентов.

Пусть задано множество агентов $A = \{a_i\}_{i=1}^{N_A}$, $N_A \leq N_F$ и существует отображение

$$\xi: A \rightarrow F, \quad (2)$$

удовлетворяющее следующим условиям:

$$\xi(A) = F;$$

$$\exists i, j \neq i \in N_F : \xi^{-1}(f_i) = \xi^{-1}(f_j);$$

$$\forall i, j \neq i \in N_A : \xi(a_i) \neq \xi(a_j).$$

Это означает, что каждый агент ответственен за несколько дефектов, а один дефект распознается только одним агентом. Способ, по которому множество F распределяется по агентам A , возлагается на эксперта предметной области.

Отображение (2) также можно представить в виде бинарной *матрицы ответственности агентов* (табл. 2).

Таблица 1

Структура бинарной диагностической матрицы

S / F	f_1	...	f_{N_F}
s_1	1	...	0
...	0	...	1
s_{N_S}	1	...	1

Таблица 2

Бинарная матрица ответственности

A / F	f_1	...	f_{N_F}
a_1	1	...	0
...	0	...	
a_{N_A}	0	...	1

2. Мультиагентная диагностическая модель

Предположим, что все агенты получают информацию о дефектах из диагностической матрицы.

Пусть $S_O \subseteq S$ есть подмножество симптомов, наблюдаемых системой агентов. Тогда из диагностической матрицы (1) можно сформировать *диагностическую гипотезу* – множество возможных дефектов, порождающих наблюдаемые симптомы, определив

$$\sigma = \bigvee_{i=1}^{D(S_O)} \left(\bigwedge_{j \in C_i(S_O)} f_j \right), \quad (3)$$

где $D(S_O)$ – количество дизъюнкций;

$C_i(S_O)$ – множество индексов i -й конъюнкции [8].

Задача диагностики может быть сформулирована следующим образом: найти подмножество дефектов $F_0 \subset F$, для которых диагностическая гипотеза (3) при наблюдаемых симптомах S_O сохраняется истинной:

$$\text{card}(F_0 \in F | \sigma(F_0) = \text{true}) \rightarrow \min. \quad (4)$$

В условиях одновременного возникновения нескольких дефектов можно сформулировать задачу уточнения дефектов в терминах коалиционной логики. Согласно [9, 10] коалиционная логика – это логика, позволяющая проводить рассуждения коалиции агентов.

Системы коалиционной логики базируются на понятии кооперативной модальности – унарного модального оператора, индексированного множеством агентов, которые используются для представления факта, что данное множество агентов может кооперироваться таким образом, что делает истинным логическое выражение, являющееся аргументом оператора.

В коалиционной логике, например, формула $[1,2](p \wedge q)$ выражает факт, что коалиция агентов $\{1,2\}$ может кооперироваться так, что формула $(p \wedge q)$ будет истинной.

Ключевая идея применения коалиционной логики в мультиагентной диагностике дефектов заключается в том, что каждый агент должен проверить множество дефектов, определяемых отображением (2) для обеспечения истинности выражения (3).

Рассмотрим множество дефектов как множество пропозициональных логических переменных, имеющих значения *true* или *false*.

Тогда можно ввести в рассмотрение коалиционную логику вида

$$M = \langle A, F, Af_1, \dots, \theta \rangle, \quad (5)$$

где $A = \{a_i\}_{i=1}^{N_A}$ – конечное не пустое множество агентов;

$F = \{f_l\}_{l=1}^{N_F}$ – конечное не пустое множество дефектов (пропозициональных переменных);

$Af_1, \dots, Af_{N_A}$ – распределение F по элементам из A , подразумевая, что Af_i есть подмножество F , находящееся под управлением $a_i \in A$;

$\theta : F \rightarrow \{true, false\}$ – пропозициональная логическая функция, определяющая начальное логическое значение каждой пропозициональной переменной (как правило, заранее не известно о наличии дефектов, поэтому начальное значение равно *false*).

Пусть C – коалиция агентов из множества A , то есть $C \subseteq A$. Тогда можно определить F_C для $\bigcup_{a_i \in C} Af_i$.

Имея модель (5) и коалицию C в M , определим оценку C как функцию:

$$\theta_C : F_C \rightarrow \{true, false\}.$$

Пусть $M \oplus \theta_C$ представляет собой модель, идентичную модели M за исключением значений, назначенных функцией оценки θ_C участников коалиции C .

Тогда имея модель $M = \langle A, F, Af_1, \dots, Af_{N_A}, \theta \rangle$ и

формулу $\sigma = \bigvee_{i=1}^{D(S_O)} \left(\bigwedge_{j \in C_i(S_O)} f_j \right)$ можно записать

общую **диагностическую задачу** (d-задачу)

$M \models^d \sigma$ как выражение того, что σ имеет значение *true* в M . В соответствии с общей модальной логикой выражение $M \models^d \Diamond_C \phi$ истинно, если существует оценка θ_C для коалиции C такая, что $M \oplus \theta_C \models^d \phi$.

Рассмотрим следующую эвристическую рекуррентную процедуру выбора дефектов, подлежащих проверке, из $F_C = \{Af_{1_C}, \dots, Af_{N_C}\}$.

Пусть σ_0 – исходная формула (3), а $F_0 = \{F_{1_C}^0, \dots, F_{N_C}^0\} = F_C$, $F_{i_C}^0 \subset Af_{i_C}$ – множество возможных дефектов, явившихся причиной наблюдаемых симптомов, распределенных по агентам из C . Далее предлагается процедура проверки дефектов, применяемая ко всем агентам Ag для $C = \{a_{1_C}, \dots, a_{N_C}\}$ на k -м шаге одновременно.

- 1). Уточнить $\sigma = \bigvee_{i=1}^{D_k} \left(\bigwedge_{j \in C_i^k} f_j \right)$ в соответствии с

результатами проверки дефектов на предыдущей итерации и сократить выражение за счет удаления избыточных и ложных конъюнкций.

- 2). Если $F_{Ag}^k \neq \emptyset$, то выбрать один дефект f_{Ag} из F_{Ag}^k , принадлежащий конъюнкции из (3) с минимальным количеством элементов $\text{mincard}(C_i^k, C_i^k \equiv F_{iC}^0)$.

Если таких конъюнкций несколько, воспользоваться случайным выбором либо дополнительными критериями. Если $F_{Ag}^{k+1} = F_{Ag}^k \setminus f_{Ag} \neq \emptyset$, продолжить проверку, иначе остановка для процесса проверки текущим агентом.

- 3). Проверить f_{Ag} и установить надлежащее значение $f_{Ag} = \{true, false\}$.

- 4). Установить глобальное состояние $k = k + 1$ и перейти к пункту 1.

Предлагаемый алгоритм является сходящимся ввиду априорной достоверности множества симптомов, диагностической матрицы и итерационной процедуры редуцирования множества возможных дефектов.

Проиллюстрируем результаты теоретических исследований примером. Рассмотрим техническое диагностирование термодинамического состояния вертолетного ГТД.

Возможные дефекты представлены в табл. 3. При этом могут наблюдаться изменения функциональных параметров s_i , указанных в табл. 4. Представим отображение «дефект-симптом» в форме табл. 5. Определим агентов, ответственных за дефекты (табл. 6).

Таблица 3

Возможные дефекты

f_k	Описание дефекта
f_1	Завышение или занижение оборотов турбины компрессора на режиме малого газа
f_2	Засорение или обгорание топливных форсунок
f_3	Помпаж двигателя
f_4	Повышенный износ лопаток компрессора
f_5	Вытяжка лопаток ротора компрессора
f_6	Выдувание уплотнительной мастики и износ внутренней поверхности корпуса компрессора
f_7	Забоины рабочих лопаток ротора компрессора
f_8	Обледенение входного устройства двигателя
f_9	Дефект в работе клапанов или лент перепуска воздуха
f_{10}	Дефект или нарушение нормальной работы системы поворота лопаток компрессора
f_{11}	Прогар жаровой трубы и корпуса камеры сгорания
f_{12}	Деформация жаровой трубы и корпуса камеры сгорания
f_{13}	Срыв пламени в жаровой трубе камеры сгорания
f_{14}	Вытяжка рабочих лопаток турбины компрессора
f_{15}	Обрыв или разрушение рабочих лопаток турбины компрессора
f_{16}	Обгорание деталей проточной части турбин
f_{17}	Вытяжка рабочих лопаток свободной турбины
f_{18}	Обрыв или разрушение рабочих лопаток свободной турбины
f_{19}	Разрушение выходного устройства
f_{20}	Наличие воды в топливе

Таблица 4

Наблюдаемые симптомы

s_1	Частота вращения турбокомпрессора
s_2	Частота вращения свободной турбины
s_3	Давление воздуха за компрессором
s_4	Температура газа перед (за) турбиной
s_5	Разность температур газов перед турбинами
s_6	Давление топлива перед форсунками
s_7	Уровень вибрации двигателя
s_8	Инерционность вращения роторов двигателя (выбег)
s_9	Величина механического износа лопаток компрессора

Таблица 5

Отображение «дефект-симптом»

f/s	s_1	s_2	s_3	s_4	s_5	s_6	s_8	s_9	s_{10}
f_1	1	1	1	1	1	1	0	0	0
f_2	1	0	1	1	0	1	0	0	0
f_3	1	1	1	1	1	0	1	0	0
f_4	1	0	1	1	1	0	1	0	1
f_5	1	0	1	1	1	0	1	1	1
f_6	1	0	1	1	1	0	1	1	1
f_7	1	0	1	1	1	0	1	0	0
f_8	1	1	1	1	1	0	1	0	0
f_9	1	1	1	1	1	0	0	0	0
f_{10}	1	0	1	1	1	0	1	0	0
f_{11}	1	1	1	1	0	0	0	0	0
f_{12}	0	0	0	1	1	0	0	0	0
f_{13}	1	1	1	1	1	1	0	0	0
f_{14}	1	0	1	1	1	0	1	1	0
f_{15}	1	1	1	1	1	0	1	1	0
f_{16}	0	1	0	1	1	0	1	0	0
f_{17}	0	1	0	1	1	0	1	1	0
f_{18}	1	1	1	1	1	0	1	1	0
f_{19}	0	1	0	1	1	0	1	0	0
f_{20}	0	0	0	1	1	1	0	0	0

Таблица 6

Распределение агентов по дефектам

Элемент системы	Агент	Список дефектов агента
Компрессор	a_1	$f_3, f_4, f_5, f_6, f_7, f_9, f_{10}$
Камера сгорания	a_2	$f_2, f_{11}, f_{12}, f_{13}, f_{20}$
Турбина компрессора и свободная турбина	a_3	$f_1, f_{14}, f_{15}, f_{16}, f_{17}, f_{18}$
Входное и выходное устройство	a_4	f_8, f_{19}

Таблица 7

Процедура выявления дефектов

Шаг	Действие		
1	$\sigma = f_1 \vee (f_2 \wedge f_9) \vee (f_2 \wedge f_{11} \wedge f_{12}) \vee f_{13} \vee (f_{11} \wedge f_{20}) \vee (f_9 \wedge f_{20})$ $C_1^1(S_O) = \{1\}, C_2^1(S_O) = \{2,9\}, C_3^1(S_O) = \{2,11,12\}, C_4^1(S_O) = \{13\}, C_5^1(S_O) = \{1,1,20\}, C_6^1(S_O) = \{9,20\}$		
1	$Ag = a_1; \text{mincard}(C_i^1) = 2;$ $f_{Ag} = f_9$	$Ag = a_2; \text{mincard}(C_i^1) = 1;$ $f_{Ag} = f_{13}$	$Ag = a_3; \text{mincard}(C_i^1) = 1;$ $f_{Ag} = f_1$
1	Проверка: $f_9 = false$	Проверка: $f_{13} = false$	Проверка: $f_1 = false$
2	$\sigma = (f_2 \wedge f_{11} \wedge f_{12}) \vee (f_{11} \wedge f_{20})$ $C_1^2 = \{2,11,12\}, C_2^2 = \{1,1,20\}$		
2		$Ag = a_2; \text{mincard}(C_i^2) = 2;$ $f_{Ag} = f_{11}$	
2		Проверка: $f_{11} = true$	
3	$\sigma = f_{20} \vee (f_2 \wedge f_{12})$ $C_1^3 = \{20\}, C_2^3 = \{2,12\}$		
3		$Ag = a_2; \text{mincard}(C_i^3) = 1;$ $f_{Ag} = f_{20}$	
3		Проверка: $f_{20} = false$	
4		Установить: $f_2 = true, f_{12} = true$	

Тогда модель $M = \langle A, F, Af_1, \dots, Af_{N_A}, \theta \rangle$ имеет следующую структуру:

$$A = \{a_1, a_2, a_3, a_4\}; N_A = 4; F = \{f_1, \dots, f_{20}\};$$

$$Af_1 = \{f_3, f_4, f_5, f_6, f_7, f_9, f_{10}\};$$

$$Af_2 = \{f_2, f_{11}, f_{12}, f_{13}, f_{20}\};$$

$$Af_3 = \{f_1, f_{14}, f_{15}, f_{16}, f_{17}, f_{18}\};$$

$$Af_4 = \{f_8, f_{19}\},$$

$$\theta(f_i) = false, i = 1 \dots 20$$

(т.е. мы не имеем априорной информации о дефектах).

Пусть имеет место $S_O = \{s_1, s_2, s_3, s_4, s_5, s_6\}$, т.е.

$$S = \{s_i\}_{i=1}^{N_S=6}.$$

Тогда, согласно представлению (3), имеем:

$$\sigma = f_1 \vee (f_2 \wedge f_9) \vee (f_2 \wedge f_{11} \wedge f_{12}) \vee f_{13} \vee (f_{11} \wedge f_{20}) \vee (f_9 \wedge f_{20});$$

$$D(S_O) = 6;$$

$$C_1(S_O) = \{1\}; C_2(S_O) = \{2,9\};$$

$$C_3(S_O) = \{2,11,12\}; C_4(S_O) = \{13\};$$

$$C_5(S_O) = \{1,1,20\}; C_6(S_O) = \{9,20\}.$$

Применим описанную выше процедуру выявления дефектов.

В данном случае мы имеем дело с тремя агентами – $C = \{a_1, a_2, a_3\}$.

Кроме того,

$$F^0 = \{F_1^0, F_2^0, F_3^0\} = \left\{ \begin{aligned} &\{f_3, f_4, f_5, f_6, f_7, f_9, f_{10}\}, \\ &\{f_2, f_{11}, f_{12}, f_{13}, f_{20}\}, \\ &\{f_1, f_{14}, f_{15}, f_{16}, f_{17}, f_{18}\} \end{aligned} \right\}.$$

Последовательность выполненных операций по выявлению дефектов, согласно предложенной процедуре, в рассматриваемом случае представлена в табл. 7.

Легко видеть, что применение предлагаемой процедуры позволило уменьшить количество проверок возможных дефектов, так как дважды дефекты были установлены логическим путем (f_2, f_{12}). За счет агентного подхода первые три дефекта – f_1, f_9, f_{13} – были проверены одновременно, что также позволило сократить общее время на проведение диагностики.

Заключение

Благодаря распределенному характеру дефектов в процессе диагностирования сложных распределенных систем мультиагентный подход представляется достаточно эффективным средством решения задачи диагностики. Локальная база знаний агентов и правила коммуникации позволяют уточнить возможные диагнозы в бинарном представлении диагностической матрицы. Рассмотрен метод решения задачи технической диагностики сложных распределенных систем. Исследуются диагностические модели в виде набора правил «симптом-дефект». В качестве примера представлена инженерная методика диагностирования технического состояния вертолетного газотурбинного двигателя (ГТД). Применение этой методики позволило выявить часть дефектов логически, что снижает материальные затраты на диагностирование ГТД.

Литература

1. Сиротин Н.Н., Коровкин Ю.М. Техническая диагностика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1979. – 272 с.
2. Кеба И.В. Диагностика авиационных газотурбинных двигателей. – М.: Транспорт, 1980. – 248 с.
3. Епифанов С.В., Кузнецов Б.И., Богаенко И.Н. Синтез систем управления и диагностирования газотурбинных двигателей. – К.: Техника, 1998. – 312 с.
4. Кулик А.С. Сигнально-параметрическое диагностирование систем управления. – Х.: ХАИ; Бизнес-Информ, 2000. – 260 с.
5. Isermann R.. Fault-Diagnosis Systems. An Introduction from Fault Detection to Fault Tolerance. Springer, 2006.
6. Wooldridge M.. An introduction to multi-agent systems. John Wiley&Sons, 2001.
7. Pomeroy B.D., Spang H.A, Dausch M.E. Event-based architecture for diagnosis in control advisory systems. Artificial Intelligence in Engineering 5. – 1990. – P. 174-181.
8. Sokolov O. The multi-agent method and its application to particle sinking analysis and fault diagnosis problems. Scientific report. ZITTAU. – 2006.
9. Hoek W., Wooldridge M. On the logic of cooperation and propositional control. Artificial intelligence 164. – 2005. – P. 81-119.
10. Soo Young Eo, Tae Suk Chang, Dongil Shin, En Sup Yoon. Cooperative problem solving in diagnostic agents for chemical processes. Computer & Chemical Engineering 24. – 2000. – P. 729-734.

Поступила в редакцию 28.05.2007

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

УДК 621.44.001.24.3

А.А. ОЛЕЙНИК

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

МЕТОДЫ АВТОМАТИЗАЦИИ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ ИДЕНТИФИКАЦИИ СИСТЕМ ГТД

Рассмотрена концепция автоматизации структурно-параметрической идентификации систем ГТД. Предложено формализованное описание структуры модели, используемое как связующего звена между процедурами структурной и параметрической идентификации, при этом алгоритм управления параметрической идентификацией воспроизводится автоматически по заданной структуре модели.

структурно-параметрическая идентификация, формализованное описание структуры модели

Введение

Математические модели ГТД, его систем, узлов и агрегатов являются ключевыми компонентами большинства современных систем автоматизированного управления и диагностирования. При этом большое значение имеет степень соответствия модели действительным характеристикам объекта, обеспечиваемая процедурой параметрической идентификации.

В данной статье рассматриваются следующие виды моделей ГТД, подлежащих идентификации:

- быстросчетные модели, использующиеся для вычисления номинальных значений параметров двигателя в условиях ограниченности вычислительных ресурсов;
- модели нормального состояния, учитывающие индивидуальные особенности конкретного экземпляра ГТД;
- модели текущего состояния, учитывающие также и техническое состояние ГТД;
- модели развития неисправностей, учитывающие скорость ухудшения характеристик ГТД в течение эксплуатации.

Перечисленные виды моделей, как правило, являются статическими и описываются уравнением вида (1), называемым приведенным уравнением модели – т.е. разрешенным относительно зависимой

переменной [1]:

$$y = f(\mathbf{x}, \boldsymbol{\theta}), \quad (1)$$

где y – зависимая переменная; $\mathbf{x}$ – вектор независимых переменных; $\boldsymbol{\theta}$ – вектор параметров модели.

Как известно, задача параметрической идентификации состоит в нахождении таких оценок параметров $\boldsymbol{\theta}$, которые обеспечат максимальное соответствие модели имеющимся экспериментальным данным.

Параметрической идентификации предшествует процедура структурной идентификации, заключающаяся в выборе наиболее подходящей (по различным факторам) структура модели. Структурная идентификация выполняется при адаптации автоматизированных систем к особенностям ГТД конкретной модели, а также при их модификации для учета качественных изменений характеристик при модификации объекта. В отличие от параметрической идентификации, для которой существует множество известных методов и алгоритмов, структурная идентификация по-прежнему является плохо поддающейся формализации областью инженерных исследований.

Тем не менее, многообразие моделей ГТД, обладающих качественно различными характеристиками, а также необходимость частого внесения изменений в структуры моделей при модернизации объ-

екта или выявлении новых или уточнении имеющихся сведений о моделируемых процессах требуют снижения трудоемкости структурной идентификации.

Помимо недостаточности теоретического базиса, основным фактором, определяющим высокую трудоемкость структурной идентификации, представляется отсутствие достаточно универсальных методов и алгоритмов параметрической идентификации. Необходимость учета характерных для ГТД нелинейных и дискретных факторов, таких как высотная и скоростная коррекции программы регулирования, выход на ограничения, положение клапанов, лопаток направляющего аппарата, переключателей системы управления и пр., требуют создания дополнительных алгоритмов управления параметрической идентификацией, формирующих исходные данные и обрабатывающих результаты работы алгоритмов непосредственного оценивания параметров. В результате, выбор новой структуры модели зачастую сопряжен с разработкой, модификацией или адаптацией алгоритмов, т.е. непосредственным внесением изменений в программное обеспечение, что помимо трудоемкости также характеризуется риском снижения надежности системы и требует дополнительных затрат на отладку и тестирование. Однако анализ используемых алгоритмов управления параметрической идентификацией показывает их однозначную обусловленность выбранной структурой модели и указывает на теоретическую возможность их автоматической генерации или воспроизведения на основе сведений о структуре модели.

1. Постановка задачи

Для автоматизации структурной идентификации систем ГТД предлагается использовать метод, обеспечивающий автоматическое воспроизведение алгоритма параметрической идентификации по заданным сведениям о структуре модели, что позволит в подавляющем большинстве случаев избежать необ-

ходимости внесения изменений в программное обеспечение при выборе новой структуры модели.

Метод, отвечающий указанным требованиям, был разработан нами ранее для структурно-параметрической идентификации моделей нормального состояния в адаптивной системе допускового контроля параметров ГТД [2], однако эта работа носила скорее технический и узкоспециализированный характер. С тех пор накоплен опыт успешного применения разработанного метода для решения различных задач, в том числе не связанных с диагностированием ГТД, научно обоснованы его основные положения, на практике подтверждена возможность развития метода в сторону расширения области его применения на другие виды моделей.

2. Описание метода

Концептуальной основой метода является введение *формализованного описания структуры модели* – структуры данных, которая содержит априорные сведения о модели, позволяющие автоматически воспроизвести необходимый алгоритм параметрической идентификации. Это позволяет полностью интегрировать процедуры структурной и параметрической идентификации – результатом структурной идентификации является формирование данных описания модели, которое в свою очередь однозначно формулирует поставленную задачу для подсистемы параметрической идентификации.

В основе формализованного описания структуры модели лежит понятие *элемента модели*, объединяющее класс математических функций с предназначенным для него специализированным алгоритмом идентификации и структурой данных априорных сведений, необходимых для функционирования этого алгоритма. Само формализованное описание представляет собой древовидный граф, в вершинах которого находятся экземпляры элементов модели. При этом связи родительских элементов с дочерними отражают иерархию вхождения математических

функций в качестве аргументов в составные функции уравнения модели.

По наличию связей с дочерними элементами различаются два основных типа элементов модели – сложные и простые, соответствующие узлам и листьям дерева описания модели. Сложные элементы всегда соответствуют классам функций, описывающим влияние нелинейных и дискретных факторов – например, произведение функций, функции дискретного аргумента, кусочно-непрерывная функция и др. Аргументы таких функций рассматриваются как самостоятельные математические модели. Простые элементы соответствуют классам функций, для которых применяются алгоритмы непосредственного оценивания параметров – например, обобщенная линейная функция, ее частные случаи, экспоненциальная, логарифмическая и др. нелинейные функции. Помимо простых и сложных элементов, также используется тип элементов «функция-аргумент», соответствующий ребрам графа описания структуры модели и предназначенный для хранения специфических атрибутов, присущих аргументам составных функций уравнения модели. Он также используется для описания классов функций нескольких аргументов, среди которых только один подлежит идентификации, – например, сумма или произведение известной базовой характеристики и поправки к ней, которая подлежащей идентификации.

Алгоритм идентификации, связанный со сложным элементом в общем случае производит формирование исходных данных для алгоритмов, связанных с дочерними элементами, и обработку результатов их выполнения, независимо от вида и структуры функций-аргументов. Для учета нелинейных факторов используются итеративные алгоритмы последовательного приближения, а для учета влияния дискретных факторов производится последовательная идентификация функций-аргументов, каждая из которых описывает особенности поведения объекта при одном значении дискретного фактора. Непосредственное оценивание параметров модели производится алгоритмами идентификации простых элементов на основе переданных им исходных данных.

Корневым элементом описания структуры модели обычно является сложный элемент, кроме частного случая, когда структура описания модели состоит только из одного простого элемента. Алгоритм идентификации, связанный с корневым элементом формирует исходные данные для алгоритмов, связанных с дочерними элементами, которые в свою очередь также могут являться сложными и управлять алгоритмами, связанными с собственными дочерними элементами. В результате такого взаимодействия полностью формируются исходные данные для алгоритмов оценивания, связанных с простыми элементами, производится оценивание неизвестных параметров, и, в конечном итоге, автоматически воспроизводится необходимый алгоритм параметрической идентификации, заданный описанием структуры модели.

3. Пример применения метода

Для объяснения сути метода, рассмотрим достаточно простой пример. Задана программа регулирования ГТД, описанная уравнением (2), которое и является уравнением модели. График зависимости представлен на рис. 1:

$$y = \begin{cases} k_{12}, & \text{если } i_{3MG} = 0; \\ k_{11}, & \text{если } i_{3MG} = 1, \end{cases} \quad \text{если } x < x_1; \\ \dots\dots\dots (2) \\ k_{21}x^2 + k_{22}x + k_{23}, & \text{если } x_1 < x < x_2; \\ k_3, & \text{если } x > x_2, \end{cases}$$

где y – управляемый параметр; x – влияющий фактор (α_{PUD}); k_i – параметры модели; x_i – границы участков; i_{3MG} – признак режима земного малого газа.

Структура дерева формализованного описания данной модели представлена на рис. 2. Корневой элемент модели соответствует кусочно-непрерывной функции, которая описывает варьирование результатов в зависимости от области значе-

ний переменной x . Его дочерние элементы соответствуют функциям, определяющим характер зависимости в каждой области. При этом первый дочерний элемент также является сложным и соответствует функции дискретного аргумента, описывающей варьирование результатов в зависимости от положения переключателя земного малого газа $i_{ЗМГ}$.

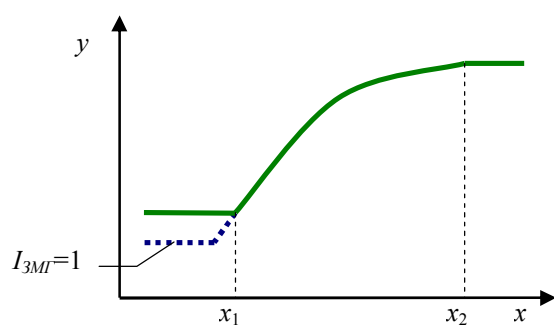


Рис. 1. Пример программы регулирования ГТД

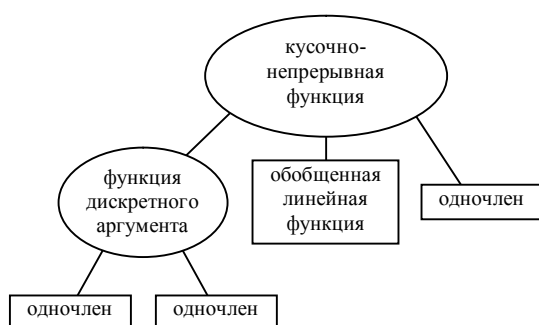


Рис. 2. Пример схемы формализованного описания структуры модели

Алгоритм идентификации, связанный с корневым элементом (кусочно-непрерывной функцией) последовательно формирует выборки экспериментальных данных, принадлежащих к различным областям значений переменной x для передачи в алгоритмы идентификации, связанные с дочерними элементами. Алгоритм, связанный с дочерним сложным элементом (функцией дискретного аргумента) производит последующую выборку исходных данных по значению признака $i_{ЗМГ}$. Полученные выборки экспериментальных данных используются для оценки параметров модели в алгоритмах, связанных с простыми элементами.

Разумеется, параметрическая идентификация такой модели может быть выполнена известными методами линейной или нелинейной идентификации. Однако это потребует обработки неоправданно большого объема данных, так как например, для определения параметров каждого участка кусочно-непрерывной функции достаточно проанализировать только часть экспериментальных данных, которая принадлежит соответствующей области значений переменной x , к остальным же данным параметры участка нечувствительны.

Кроме того, теряется возможность проверки результатов идентификации – в случае, если линии участков не пересекаются в установленных пределах, результаты идентификации должны быть признаны недействительными. Также теряется и возможность не выполнять оценку параметров второстепенных участков, если в соответствующей области зарегистрировано недостаточно экспериментальных данных.

С другой стороны, алгоритм выборки данных, относящихся к различным участкам данной модели и проверки результатов идентификации достаточно прост. Однако, будучи разработан для заданной структуры модели, он будет непригоден для любой другой модели.

Использование же готовых элементов модели позволяет, задавая их структуру и конфигурацию в соответствии с уравнением модели, тем самым, полностью определять необходимый алгоритм параметрической идентификации.

4. Реализация метода

На основе предложенного метода нами разработан программный продукт, получивший название Structor, предназначенный для структурно-параметрической идентификации моделей, используемых в прикладных и исследовательских системах. Он позволяет разработчику модели создавать и редактировать формализованное описание структуры мо-

дели, которое используется для выполнения параметрической идентификации по экспериментальным данным. Результаты идентификации вводятся в обслуживаемую систему, взаимодействие с которой осуществляется через подключаемый модуль-адаптер. В различных вариантах использования источником экспериментальных данных и информации о структуре модели может служить сама обслуживаемая система, либо, наоборот, программный продукт может использоваться для решения исследовательских задач, не связанных с обслуживанием конкретной системы.

В разработанном программном продукте множество доступных к использованию элементов моделей реализовано в виде библиотеки классов объектно-ориентированного программирования, основанных на базовых классах «Узел», «Ветвь» и «Лист» (рис. 3), соответствующих основным типам элементов формализованного описания структуры модели – сложный элемент, функция-аргумент и простой элемент.

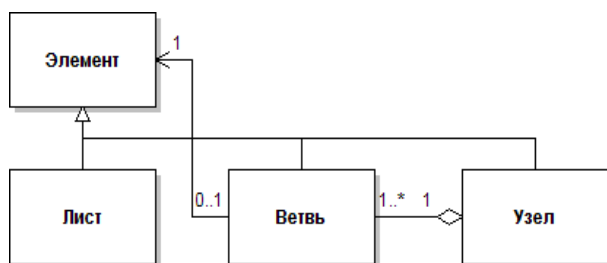


Рис 3. Диаграмма базовых классов элементов модели

Параметрическая идентификация выполняется иерархической структурой объектов, производных от библиотечных классов элементов модели, которая формируется в соответствии с деревом структуры модели и, в сущности, и является формализованным описанием структуры модели.

Если возникает необходимость использования в уравнениях модели новых классов функций, библиотека элементов модели может дополняться новыми классами, в том числе разработанными третьей стороной.

Выводы

Представленный метод ни в коем случае не стоит рассматривать как принципиально новый математический метод идентификации, т.к. он является результатом автоматизации и интеграции общеизвестных методов и алгоритмов. Основная цель метода – позволить разработчику модели определять только саму задачу параметрической идентификации (описание структуры модели, подлежащей идентификации), а не путь ее решения (алгоритм управления параметрической идентификацией).

Использование формализованного описания структуры модели, которое может формироваться как вручную, так и программно, открывает возможность для дальнейшей автоматизации структурной идентификации – применения средств автоматизированного формирования структуры модели.

Предложенная концепция формализованного описания структуры модели как связующего звена между структурной и параметрической идентификацией может быть использована для автоматизации структурно-параметрической идентификации других, более сложных видов моделей ГТД, например динамических, поузловых и т.д., хотя, разумеется, структура данных формализованного описания в этих случаях будет другой.

Литература

1. Бард Й. Нелинейное оценивание параметров. – М.: Статистика, 1979. – 340 с.
2. Олейник А.А., Елифанов С.В., Волков В.Г. Программный комплекс адаптивной идентификации моделей нормального состояния ГТД // *Авиационно-космическая техника и технология*. – Х.: ХАИ. – 2002. – Вып. 31. – С. 181-190.

Поступила в редакцию 21.06.2007

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

УДК 621.43

Е.В. ГЛАДКИХ

ОАО «Авиадвигатель», Пермь, Россия

ПРИМЕНЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ГОТОВНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НАЗЕМНОГО ПРИМЕНЕНИЯ

В статье рассмотрены вопросы применения автоматизированной системы диагностики для оценки фактических показателей эксплуатационной экономической эффективности газотурбинных энергетических установок комбинированного цикла.

автоматизированная система диагностики, эксплуатационная готовность, надежность, эффективность

Введение

На смену устаревшим паротурбинным установкам, которые являлись основными в двадцатом веке, пришло новое поколение газотурбинных энергетических установок (ГТУ) комбинированного цикла [1 – 2]. Эксплуатироваться они начали еще в середине 1950-х годов, а широкое распространение получили с появлением современных газотурбинных двигателей с большой мощностью и высоким коэффициентом полезного действия [3 – 5].

Основным преимуществом применения конвертированных авиадвигателей при создании ГТУ являются их хорошие эксплуатационные параметры при большом количестве запусков и широкий диапазон рабочих режимов. Внедрение промышленных ГТУ на базе авиадвигателей позволило значительно улучшить характеристики приводов по основным эксплуатационным параметрам [6 – 7].

Изложение основного материала

Конструкция ГТУ на базе авиадвигателей достаточно сложна и создает проблемы, которые требуют решения. Например, ГТУ на базе двигателей ПС-90ГП1,2,3 имеют высокие значения степени сжатия в компрессоре и температуры газа перед турбиной. В связи с высокой степенью сжатия ком-

прессор имеет узкий рабочий диапазон (возможно возникновение помпажа) и становится восприимчивым к загрязнению. Высокая температура газа перед турбиной влияет на параметры и срок службы деталей ее горячей части.

Современные ГТУ на базе авиадвигателей достаточно чувствительны к повышенному сопротивлению на выхлопе, которое обусловлено применением котла-утилизатора. Падение на входе в двигатель (вследствие прохождения воздуха через фильтр) также ведет к снижению эксплуатационных параметров ГТУ.

Несмотря на высокий коэффициент полезного действия, много претензий высказывается в отношении надежности конвертированных ГТУ в эксплуатации и их ремонтпригодности.

Накопленный опыт показывает, что основными проблемами ГТУ являются:

- 1) эксплуатационная готовность и надежность;
- 2) более короткий срок службы форсунок и лопаток;
- 3) снижение эксплуатационных параметров в течение межремонтного периода;
- 4) помпаж в компрессоре;
- 5) проблемы с подшипниками и уплотнениями, а также с ремонтом лопаток.

Если проблемы 2 – 5 успешно решаются (за счет введения текущего технического обслуживания ГТУ, в том числе промывки проточной части, за счет введения в САУ функций противопомпажной защиты, создания ЗИП и технологий частичной замены узлов двигателя в эксплуатации), то по оценке фактического уровня текущей эксплуатационной готовности и надежности ГТУ можно еще многое сделать.

Надежность новых двигателей не определяется в процессе заводских испытаний, хотя результаты стендовых испытаний и могут помочь в оценке некоторых параметров. Реальный уровень надежности ГТУ определяется только в процессе эксплуатации на месте. По существу ГТУ является опытным образцом в течение первых трех лет эксплуатации – пока все основные проблемы не будут выявлены и устранены.

Помочь в этом сможет автоматизированная система диагностики (АСД).

В настоящее время готовятся к сдачным испытаниям два варианта АСД разработки ОАО «Авиадвигатель»: в составе САУ ГПА МСКУ-5000 и в составе системы мониторинга СДКО.

Автоматизированная система диагностики уже обеспечивает сбор и предварительную обработку фактической информации о состоянии ГТУ и его подсистем, а также формирование и передачу данных в инженерный центр ОАО «Авиадвигатель».

Показатели эксплуатационной готовности и надежности ГТУ регламентируются ГОСТ Р 52527-2006 «Установки газотурбинные. Надежность, готовность, эксплуатационная технологичность и безопасность».

Так, например, эксплуатационная готовность ГТУ может быть выражена соотношением, которое учитывает остановки в результате вынужденных и плановых простоев, а также время вынужденного эффективного простоя:

$$\varepsilon_G = \frac{(T_G - T_{ПП} - T_{ВП} - T_{ЭВП})}{T_G}, \quad (1)$$

где T_G – базовый временной период (8760 час/год);

$T_{ПП}$ – время планового простоя для технического обслуживания оборудования;

$T_{ВП}$ – время вынужденного простоя;

$T_{ЭВП}$ – эквивалентное время вынужденного простоя.

Эквивалентное (действительное) время вынужденного простоя можно выразить следующим соотношением:

$$T_{ЭВП} = \frac{(P_O - P_\Phi) \cdot T_{ПН}}{P_O}, \quad (2)$$

где P_O – проектная мощность ГТУ;

P_Φ – действительная мощность ГТУ, полученная при сдачных испытаниях ГТУ;

$T_{ПН}$ – время работы ГТУ при пониженной нагрузке.

Надежность ГТУ может быть определена процентным соотношением времени фактической и теоретической годовой наработки ГТУ:

$$H = \frac{(T_G - T_{ВП} - T_{ЭВП})}{T_G}. \quad (3)$$

Эксплуатационная готовность и надежность оказывают значительное влияние на одно из важнейших потребительских качеств ГТУ – эксплуатационную экономическую эффективность.

Поэтому определение с помощью АСД их фактических значений в ходе эксплуатации ГТУ позволит иметь объективную информацию об эффективности как отдельной установки, так и всего парка эксплуатируемых ГТУ в целом.

Дополнительно с помощью автоматизированной системы диагностики можно оценивать текущие показатели безотказности всего парка ГТУ, находящихся в эксплуатации.

Проводится расчет следующих показателей безотказности ГТУ:

- средняя наработка на отказ T_O :

$$T_O = \frac{T_P}{H_O}, \quad (4)$$

где T_P – наработка (время работы) сумма интервалов работы ГТУ в часах с момента розжига камеры сгорания до момента погасания пламени при выключении ГТУ;

H_O – количество отказов ГТУ за рассматриваемое время работы.

По величине, обратной средней наработке на отказ, определяется интенсивность отказов ГТУ.

- средняя наработка на досрочный съем ГТУ $T_{ДСД}$:

$$T_{ДСД} = \frac{T_P}{H_{ДСД}}, \quad (5)$$

где $H_{ДСД}$ – количество ГТУ, снятых за рассматриваемое время работы.

- средняя наработка на пуск ГТУ $T_{ЗАП}$:

$$T_{ЗАП} = \frac{T_P}{H_{ЗАП}}, \quad (6)$$

где $H_{ЗАП}$ – фактическое количество пусков ГТУ за рассматриваемое время работы.

- коэффициент надежности пусков ГТУ $K_{ЗАП}$:

$$K_{ЗАП} = \frac{H_{ЗАП}}{H_{ЗАП_СУММ}}, \quad (7)$$

где $H_{ЗАП_СУММ}$ – общее количество попыток запусков ГТУ за рассматриваемое время работы (с учетом неудачных запусков).

Выводы

Полученные результаты по каждой ГТУ обрабатываются с целью определения среднего значения показателей по всему парку ГТУ. Осредненное значение сравнивается с уровнем, достигнутым в пре-

дыдущем периоде, и с заданным в техническом задании на ГТУ. Это позволяет оценить текущее состояние всего парка ГТУ.

Литература

1. Денисов Б.Н., Ященко Ю.Г. Турбинные установки и эксплуатация турбин: Учебник для машиностроительных техникумов. 2-е изд. перераб. – М.: Машиностроение, 1980. – 133 с.
2. Костюк А.Г. Шерстюк А.Н. Газотурбинные установки: учебное пособие для вузов. – М.: Высш. шк, 1979. – 254 с.
3. Седых З.С. Эксплуатация газоперекачивающих агрегатов с газотурбинным приводом: Справ. пос. – М.: Недра, 1995. – 203 с.
4. Гальянов А.И., Муфтахов Е.М. Методические указания к практическим занятиям по диагностике ГТД – ГНТУ, Уфа, 1995. – 36 с.
5. Ревзин Б.С., Ларионов И.Д. Газотурбинные установки с нагнетателями для транспорта газа. – М.: Недра, 1991. – 234 с.
6. Вибрационный контроль технического состояния газотурбинных газоперекачивающих агрегатов / Ю.Н. Васильев, М.Е. Бесклетный, Е.А. Игumenцев и др. – М.: Недра, 1987. – 348 с.
7. Карасев В.А., Максимов В.П., Сидоренко М.К. Вибрационная диагностика газотурбинных двигателей. – М.: Машиностроение, 1978. – 284 с.

Поступила в редакцию 24.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. М.Ш. Нихамкин, Пермский государственный технический университет, Пермь.

УДК 629.735(045)

Н.С. КУЛИК, А.А. ТАМАРГАЗИН, И.И. ЛИННИК

Национальный авиационный университет, Киев, Украина

ОЦЕНКА ПОГРЕШНОСТИ ДИАГНОСТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Рассмотрены теоретические основы нахождения погрешностей математических моделей авиационных газотурбинных двигателей при построении систем оценки их технического состояния.

авиационный двигатель, модель, погрешность, диагностика

1. Формулирование проблемы

Изучение минимально возможной погрешности модели авиационного двигателя, возникающей при приближенном решении задачи диагностирования технического состояния конкретного экземпляра двигателя, начнем с рассмотрения частного случая. Предположим, что априорное множество корректности модели является параллелепипедом вида [1]:

$$L_T = Q_T^{-1}(TA^*) = T(E + FT)^{-1}A^*R^{-1} \in \mathfrak{Z}(Y, X),$$

порожденным ядерным оператором состояния B , перестановочным с информационным оператором F .

Пусть $\{\varphi_k\}_{k=1}^\infty$ – ортонормированный базис собственных векторов оператора B ; $\{b_k^2\}_{k=1}^\infty$, $\{f_k\}_{k=1}^\infty$ – соответствующие наборы собственных чисел операторов B и F соответственно. Рассмотрим задачу оценки снизу погрешности произвольной допустимой решающей процедуры $d \in D$ относительно функционала погрешности Ω_2 [2].

Согласно [2] функция риска произвольной допустимой решающей процедуры удовлетворяет следующему неравенству для всех $x \in W$:

$$\mathfrak{R}(x, d) \geq \|S(x, d) - x\|^2 + \sum_{k \in J(x)} \frac{(\partial S(x, d)\varphi_k, \varphi_k)^2}{F\varphi_k, \varphi_k}. \quad (1)$$

Ввиду того, что базис $\{\varphi_k\}_{k=1}^\infty$ является собственным для оператора B , порождающего множество

корректности W , каждый вектор φ_k будет допустимым направлением для всех точек $x \in W$. Таким образом, из (1) получаем

$$\mathfrak{R}(x, d) \geq \|S(x, d) - x\|^2 + \sum_{k=1}^\infty \frac{(\partial S(x, d)\varphi_k, \varphi_k)^2}{f_k}. \quad (2)$$

Отметим, что правая часть неравенства (2) зависит только от математического ожидания решающей процедуры $d \in D$.

2. Решение проблемы

Пусть X_n – подпространство, натянутое на векторы $\{\varphi_k\}_{k=1}^n$; E_n – соответствующее ему арифметическое евклидово пространство (E_n – подпространство $R^{(\infty)}$). Обозначим через $P_n: X \rightarrow E_n$ оператор ортогонального проектирования, а через z_k – координаты точек $z \in E_n$ ($k = 1, 2, \dots, n$). Пусть $g(z)$ – непрерывно дифференцируемое отображение проекции множества корректности $P_n W$ во все E_n . Тогда среднее от функционала

$$\mathfrak{R}_n(g(z), z) = \sum_{k=1}^n \left[(g_k(z) - z_k)^2 + \frac{1}{f_k} \left(\frac{\partial g_k(z)}{\partial z_k} \right)^2 \right]$$

по множеству $P_n W \subset E_n$

$$\Omega_2^{(n)}(\mathfrak{R}_n(g(\cdot), \cdot)) = \frac{1}{\sqrt{2^{2n} \det P_n B P_n W}} \int \mathfrak{R}_n(g(z), z) dz$$

удовлетворяет следующему неравенству:

$$\Omega_2^{(n)}(\mathfrak{R}_n(g(\cdot), \cdot)) \geq \sum_{k=1}^n \frac{1}{f_k} \left(1 - \frac{th(b_k \sqrt{f_k})}{b_k \sqrt{f_k}} \right). \quad (3)$$

Для доказательства этого утверждения рассмотрим функционал $\Omega_2^{(n)}$ как функционал от отображения $g: P_n W \rightarrow E_n$. Запишем систему уравнений Эйлера для экстремального отображения $v(z)$ функционала $\Omega_2^{(n)}(g(\cdot))$:

$$-\frac{1}{f_k} \frac{\partial^2 v_k(z)}{\partial z_k^2} + v_k(z) - z_k = 0;$$

$$\left. \frac{\partial v_k(z)}{\partial z_k} \right|_{z_k = \pm b_k} = 0. \quad (4)$$

Из (4) следует, что система уравнений распадается. Пусть $u_k(z_k) = v_k(b_k z_k) - b_k z_k$, тогда $u_k(z)$ удовлетворяет уравнению:

$$\frac{d^2 u_k}{dz^2} - f_k b_k^2 u_k = 0; \quad \left. \frac{du_k}{dz} \right|_{z=\pm 1} = -b_k,$$

откуда следует, что

$$u_k(z) = \frac{-sh(b_k z \sqrt{f_k})}{\sqrt{f_k} ch(b_k \sqrt{f_k})}.$$

Таким образом, экстремальная функция

$$v(z) = \langle v_1, \dots, v_n \rangle,$$

$$v_k(z) = z_k - \frac{-sh(z_k \sqrt{f_k})}{\sqrt{f_k} ch(b_k \sqrt{f_k})},$$

$$k = 1, 2, \dots, n$$

является гладкой функцией, которая реализует абсолютный минимум функционала $\Omega_2^{(n)}$. Действительно, приводя его к сумме положительных квадратичных форм, получим

$$\Omega_2^{(n)}(g(\cdot)) = \Omega_2^{(n)}(v(\cdot)) + \frac{1}{2^n \sqrt{\det P_n B}} \times$$

$$\times \int_{-b_n}^{b_n} \sum_{k=1}^n \left\{ \frac{1}{f_k} \left(\frac{\partial g_k(z)}{\partial z_k} - \frac{\partial v_k(z)}{\partial z_k} \right)^2 + \right.$$

$$\left. + (g(z) - v(z))^2 \right\} dz_1 \dots dz_n.$$

Отсюда следует, что для всех $g(z)$

$$\Omega_2^{(n)}(g(\cdot)) \geq \Omega_2^{(n)}(v(\cdot)).$$
 Вычислим

$$\Omega_2^{(n)}(v(\cdot)) =$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n \int_{-1}^1 \left\{ \frac{1}{f_k b_k^2} \left(\frac{du_k}{dz} + b_k \right)^2 + u_k^2 \right\} dz =$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n \left\{ \int_{-1}^1 \frac{1}{f_k b_k} \left(\frac{du_k}{dz} + b_k \right) dz + \int_{-1}^1 u_k^2 dz + \right.$$

$$\left. + \int_{-1}^1 \frac{1}{f_k b_k^2} \left(\frac{du_k}{dz} + b_k \right) \frac{du_k}{dz} dz = \right.$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n \left\{ \left[\frac{b_k z + u_k(z)}{f_k b_k} \right]_{-1}^1 + \right.$$

$$\left. + \int_{-1}^1 \left(u_k - \frac{1}{f_k b_k} \frac{d^2 u_k}{dz^2} \right) u_k dz + \right.$$

$$\left. + \left[\frac{u_k(z) \left(\frac{du_k}{dz}(z) + b_k \right)}{f_k b_k^2} \right]_{-1}^1 \right\} = \sum_{k=1}^n \frac{1 - \frac{th(b_k \sqrt{f_k})}{b_k \sqrt{f_k}}}{f_k}.$$

Что и требовалось доказать.

Неравенства (3) позволяет показать, что погрешность произвольной допустимой решающей процедуры относительно функционала погрешности удовлетворяет неравенству

$$\inf_{d \in D} \Omega_2(d) \geq \Omega_2 \equiv \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - \frac{th(b_k \sqrt{f_k})}{b_k \sqrt{f_k}}}{f_k}.$$

Из неравенства (2) вытекает, что для всех $d \in D$ и для всех n

$$\mathfrak{R}(x, d) \geq \mathfrak{R}_n(P_n S(x, d), P_n x).$$

Следовательно, согласно (3),

$$\Omega_2(\mathfrak{R}(\cdot, d)) \geq \Omega_2(\mathfrak{R}_n(P_n S(\cdot, d), \cdot)) =$$

$$= \Omega_2^{(n)}(P_n S(\cdot, d)) \geq \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - \frac{th(b_k \sqrt{f_k})}{b_k \sqrt{f_k}}}{f_k}. \quad (5)$$

Ввиду того, что неравенство (5) справедливо для всех n , получим следующую оценку для погрешности произвольной решающей процедуры $d \in D$:

$$\Omega_2(d) \geq \Omega_2 = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - \frac{th(b_k \sqrt{f_k})}{b_k \sqrt{f_k}}}{f_k},$$

откуда следует утверждение теоремы.

Погрешность произвольной допустимой решаю-

щей процедуры $d \in D$ относительно функционала погрешности Ω_1 удовлетворяет неравенству

$$\inf_{d \in D} \Omega_1(d) = \inf_{d \in D} \sup_{x \in W} \Re(x, d) \geq \Omega_2.$$

Доказательство следует из того, что среднее значение не превосходит наибольшего значения функции.

В качестве замечания можно отметить, что из ядерности оператора B имеем

$$\begin{aligned} \Omega_2 &= \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1 - \frac{th(b_k \sqrt{f_k})}{b_k \sqrt{f_k}}}{f_k} \leq \\ &\leq \frac{1}{3} \sum_{k=1}^{\infty} b_k^2 = \frac{1}{3} tr(B) < \infty. \end{aligned}$$

Для рассмотрения более общего случая оценки погрешности требуется обобщение одного результата вариационного исчисления для непрерывно дифференцируемых функций в конечномерном арифметическом (евклидовом) пространстве.

Пусть E_n – n -мерное арифметическое пространство, а $M_\rho \subset E_n$ – шар радиуса ρ с центром в точке нуль. Обозначим через C_ρ^n множество всех непрерывно дифференцируемых (по Гато) отображений шара M_ρ во все E_n . Пусть Q и G – два положительно определенных симметричных линейных оператора (матрицы), действующие в E_n . Рассмотрим на множестве C_ρ^n положительный функционал

$$\Psi_n(u(z), z) = \|u(z) - Qz\|_{E_n}^2 + \frac{1}{n} [div(Gu(z))]^2, \quad (6)$$

определенный для всех $u \in C_\rho^n$, $z \in M_\rho$. Для всех

$u \in C_\rho^n$ функционал (6) удовлетворяет неравенству

$$\sup_{z \in M_\rho} \Psi_n(u(z), z) \geq \left(\frac{\rho \cdot th(QG)}{\rho \sqrt{n} + \sqrt{n \cdot tr(G^2)}} \right)^2.$$

Доказательство этого утверждения опирается на следующее положение. Если на поверхности шара M_ρ отображение $u \in C_\rho^n$ удовлетворяет неравенству

$$\sup_{z \in \partial M_\rho} \|u(z) - Qz\|_{E_n} \leq \varepsilon \rho, \quad \varepsilon > 0, \quad (8)$$

то

$$\max_{z \in M_\rho} |div(Gu(z))| \geq tr(GQ) - \varepsilon \sqrt{n \cdot tr(G^2)}. \quad (9)$$

Здесь ∂M_ρ – поверхность шара M_ρ [3].

Пусть V_ρ – гиперобъем шара M_ρ , а $\partial\sigma(z)$ – элемент поверхности ∂M_ρ шара M_ρ . Согласно П.Леви [2], имеем

$$V_\rho = \frac{\rho}{n} \int_{\partial M_\rho} d\sigma(z). \quad (10)$$

Далее, для любой матрицы $G: E_n \rightarrow E_n$

$$\frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} div(GZ) dz = tr(G). \quad (11)$$

С другой стороны, из (11), используя формулу Грина, легко получить, что для любой матрицы $G: E_n \rightarrow E_n$

$$\frac{1}{V_\rho} \int_{\partial M_\rho} \|Ge(z)\|_{E_n}^2 d\sigma(z) = \frac{1}{\rho} tr(GG^*), \quad (12)$$

где $e(z)$ – вектор единичной нормали к поверхности ∂M_ρ шара M_ρ . Используя формулу Грина, симметричность матрицы G и неравенства Коппа – Буяковского, для любого $u \in C_\rho^n$ получим, что

$$\begin{aligned} &\left\{ \frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} div(G(u(z) - Qz)) dz \right\}^2 = \\ &= \left\{ \frac{1}{V_\rho} \int_{\partial M_\rho} [G(u(z) - Qz)]_{E_n} d\sigma(z) \right\}^2 \leq \\ &\leq \left\{ \frac{1}{V_\rho} \int_{\partial M_\rho} \|u(z) - Qz\|_{E_n}^2 d\sigma(z) \right\} \times \\ &\times \left\{ \frac{1}{V_\rho} \int_{\partial M_\rho} \|Ge(z)\|_{E_n}^2 d\sigma(z) \right\}. \end{aligned}$$

Далее, используя соотношения (10), (12) и неравенство (8), найдем

$$\left| \frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} div(G(u(z) - Qz)) dz \right| \leq \varepsilon \sqrt{n \cdot tr(G^2)}.$$

Таким образом, с учетом (11) будем иметь

$$\begin{aligned}
\left| \frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} \operatorname{div}(Gz(u)) dz \right| &= \left| \frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} \operatorname{div}(GQz) dz + \right. \\
&+ \left. \frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} \operatorname{div}(G(z(u) - Qz)) dz \right| \geq \\
&\geq \left| \frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} \operatorname{div}(GQz) dz \right| - \\
&- \left| \frac{1}{V_\rho} \int_{M_\rho} \operatorname{div}(G(z(u) - Qz)) dz \right| \geq \\
&\geq \operatorname{tr}(GQ) - \varepsilon \sqrt{n \cdot \operatorname{tr}(G^2)}.
\end{aligned}$$

Отсюда, учитывая, что среднее значение непрерывной функции не превышает ее максимального значения, получим требуемое неравенство (9).

Из утверждения (3) следует следующее: либо максимум первого слагаемого функционала (6) на шаре M_ρ не превышает величины $\varepsilon^2 \rho^2$, либо максимум второго слагаемого на шаре M_ρ не меньше, чем

$$\frac{1}{n} \left[\operatorname{tr}(GQ) - \varepsilon \sqrt{n \cdot \operatorname{tr}(G^2)} \right]^2$$

для всех

$$\varepsilon \in \left[0, \frac{\operatorname{tr}(GQ)}{\sqrt{n \cdot \operatorname{tr}(G^2)}} \right].$$

Следовательно, для всех $u \in C_\rho^n$

$$\begin{aligned}
&\sup_{z \in M_\rho} \Psi_n(u(z), z) \geq \\
&\geq \min \left[\varepsilon^2 \rho^2, \frac{1}{n} \left[\operatorname{tr}(GQ) - \varepsilon \sqrt{n \cdot \operatorname{tr}(G^2)} \right]^2 \right]. \quad (13)
\end{aligned}$$

Ввиду того, что неравенство (13) справедливо для всех

$$\varepsilon \in \left[0, \frac{\operatorname{tr}(GQ)}{\sqrt{n \cdot \operatorname{tr}(G^2)}} \right],$$

получим, что максимум функционала (6) на шаре M_ρ для всех $u \in C_\rho^n$ удовлетворяет неравенству

$$\begin{aligned}
&\sup_{z \in M_\rho} \Psi_n(u(z), z) \geq \\
&\geq \max_{\varepsilon} \min \left[\varepsilon^2 \rho^2, \frac{1}{n} \left[\operatorname{tr}(GQ) - \varepsilon \sqrt{n \cdot \operatorname{tr}(G^2)} \right]^2 \right] = \\
&= \left[\frac{\rho \cdot \operatorname{tr}(GQ)}{\rho \sqrt{n} + \sqrt{n \cdot \operatorname{tr}(G^2)}} \right]^2,
\end{aligned}$$

что и требовалось доказать.

Заключение

Таким образом, полученные результаты позволяют оценить погрешность любой модели авиационного двигателя и тем самым оптимизировать модельные и натурные испытания по отработке систем оценки технического состояния как отдельных узлов, так и всего двигателя.

Литература

1. Иванов В.К., Корольюк Т.И. Об оценке погрешности при решении линейных некоренных задач // Журн. вычислит. мат. и мат. физ. – 1969. – Т. 9, № 1. – С. 30-41.
2. Леви П. Конкретные проблемы функционального анализа. – М.: Наука, 1967. – 512 с.
3. Кулик Н.С., Тамаргазин А.А. Перспективные направления диагностирования авиационных двигателей // Авіаційно-космічна техніка і технології: Зб. наук. праць. – Х.: ХАІ, 2001. – Вип. 23. Теплові двигуни та енергоустановки. – С. 163-166.

Поступила в редакцию 31.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. С.А. Дмитриев, Национальный авиационный университет, Киев.

UDC 621.43.004.62

I. LOBODA, V.H. GUTIERREZ FLORES, M. CRUZ IRRISON*School of Mechanical and Electrical Engineering, Mexico***NEURAL NETWORKS-BASED GAS TURBINE FAULT RECOGNITION**

The main focus of this paper is reliable fault recognition for gas turbines. Gas path models are employed to describe different faults of variable severity. To recognize them, two methods are used and examined in the paper. The first method is based on the Bayesian recognition while the second applies neural networks. The recognition process for the both methods is simulated numerously under the conditions of random measurement errors, and diagnosis errors are fixed. The objectives are to verify the methods statistically, adjust them, and compare the networks' recognition errors with the Bayesian recognition ones. To make the accuracy analysis more general, the paper compares the methods for two fault classification variants and different gas turbine operating conditions.

gas turbine model, neural networks, statistical verification of diagnostic methods, fault recognition accuracy

Introduction

High availability and limiting degradation are very important for the new generation of high temperature and high output gas turbines. Advanced condition monitoring systems for turbomachines have been designed and maintained over the recent decades. These systems include gas path analysis techniques to compute and correlate all performance variables of the engine gas path and, in so doing, relate fault parameters to measured variables.

Although faults affect measured and registered gas path variables (pressures, temperatures, rotation speeds, and so on), the impact of changes in operational conditions is much stronger. So, fault effects remain latent. That is why in diagnostic algorithms, raw measurement data should be subjected to a complex mathematical treatment to obtain the final result – identified faults of the gas turbine modules (compressors, combustion chambers, turbines). A number of negative factors, which are explained in more detail below, affect the diagnosis process and make it difficult to reach a correct decision. Thus engine fault localization presents a challenging recognition problem.

A review of works on condition monitoring and fault

detection [see 1 – 3, 8] reveals that simulation of diagnosed systems is an integral part of their diagnostic process. The models fulfill here two general functions. The first one is to give a gas turbine performance baseline in order to calculate differences between current measurements and such a baseline. These differences (or residuals) depend little on variations of an operational mode and thus serve as reliable degradation indices. The second function is related to fault simulation. The models connect different module degradation mechanisms and the mentioned residuals, assisting in this way with a fault class description.

In first gas turbine health monitoring systems, any use of complex statistical recognition methods was too expensive in time and computer capacity. Therefore it was often decided to reduce processing requirements by simplifying diagnostic techniques. For example, Saravanamuttoo and MacIsaac [3] proposed the diagnosis by fault matrices where every class (fault signature) is represented by residual's signs only. Other example of a simplified technique can be found in the paper by Pipe [4]. To reduce processing requirements, the author minimizes an axis set of the class's recognition space. Both simplifications result in losses of available infor-

mation that always lead to recognition errors. Our statistical simulations of the diagnosis process have shown [see 5] that these errors can be great.

Significant advances in instrumentation and computer technology over recent years have resulted in incremental application of such innovative recognition tools as artificial neural networks. For example, Roemer and Kacprzyński [2] proposed techniques based on non-linear gas path models, statistical neural networks, and probabilistic fault identification that promise high confidence. Unfortunately, that work, as many others, lacks a numerical estimation of the method's effectiveness and a comparison with other known techniques.

Our recent researches [for instance, 6, 7] also involve non-linear gas turbine models – static and dynamic – for simulating gas path faults and neural networks for recognizing the faults. In contrast to the investigations cited previously, we approach the problem of gas turbine diagnosis reliability. Paper [6], for example, gives a preliminary comparison of three diagnostic methods where neural networks have demonstrated high accuracy.

In present paper, we perform more thorough analysis in order to finally evaluate a networks' diagnostic capability. Neural networks are evaluated by comparing them with Bayesian recognition on the basis of the probabilities of incorrect diagnostic decisions.

The paper has the following structure. Section 2 describes applied gas path models. In section 3, the approach is given to verify the mentioned gas turbine diagnostic methods and compute probabilistic indices of method reliability. The methods are depicted in sections 4 and 5 and compared in section 6 on basis of the reliability indices. Section 7 describes neural network application to diagnosis under transient conditions.

1. Gas path Models

A computer model can easily generate a lot of diagnostic information that would be hard and sometimes nearly impossible to gather on a real gas turbine engine.

For example, engine behavior can be assessed by a model under all possible operating conditions whereas field restrictions make operation diapasons of a real engine much narrower.

As pointed before, residuals are a necessary preliminary operation for the diagnosis process [see 1, 7]. They may be presented as relative changes of gas path variables

$$\delta Y^* = \frac{Y^* - Y_0(\vec{U})}{Y_0(\vec{U})}, \quad (1)$$

where Y^* is a measured value, $Y_0(\vec{U})$ is a base-line value, which depends on a vector $\vec{U}$ of control variables (fuel consumption etc) and ambient conditions (air pressure, temperature, and humidity). Hence, a vectorial function $\vec{Y}_0(\vec{U})$ that unites the residuals for all measured variables may be interpreted as a model of normal gas turbine behavior.

There can be two options to compose such a normal state model: any abstract function and a physical model. The second order four arguments full polynomial is able to correctly describe engine behaviour [see 7] and provides an example of abstract function. To compute a priori unknown coefficients, this model needs to be identified on plenty of registered data within a wide range of operational conditions.

The option of a physical model can be presented by the non-linear thermodynamic model [see 3, 8], in which every module is described by its performance map. Due to the objective physical principles implemented the model has a capacity to reflect the normal engine behaviour. Moreover, since the faults affect the module performances involved in the calculations, the thermodynamic model is capable to simulate gas turbine degradation.

To this end, the model includes correction factors $\vec{\Theta}$ that permit to displace the module maps of performances and in this way take into account a fault severity

growth. Consequently, the thermodynamic model presents a vector function $\vec{Y}(\vec{U}, \vec{\Theta})$, which is computed as a solution of the algebraic equations system reflecting the conditions of gas turbine modules' combined work.

In addition to the thermodynamic model, a linear model

$$\vec{\delta Y} = H \vec{\delta \Theta} \quad (2)$$

is widely used in diagnostics. It connects small relative changes $\vec{\delta \Theta}$ of the correction factors with relative deviations $\vec{\delta Y}$ of gas path variables by a matrix H of influence coefficients.

Changes $\vec{\delta \Theta}$ introduced into a model – nonlinear or linear – for fault simulating produce the corresponding deviations $\vec{\delta Y}$. What is the difference between these simulated deviations $\vec{\delta Y}$ and the residuals $\vec{\delta Y}^*$ based on real measurements? Ideally, they should be equal; however, every vector has its own errors.

This paper accepts the hypothesis that the model adequately describes the mechanisms of gaspath deterioration; consequently, the vector $\vec{\delta Y}$ is free of errors.

With respect to the vector $\vec{\delta Y}^*$, its errors occur due to measurement errors in $\vec{Y}^*$ and $\vec{U}$ as well as possible inherent inaccuracy of the function $\vec{Y}_0(\vec{U})$. It is supposed that a systematic component of total errors does not depend on a deterioration development and a random component is normally distributed.

2. Common Approach to Diagnosis Reliability Estimation

In addition to forming a classification and a class recognizing, a total diagnosis process supposes an important stage of reliability estimating. The description below places emphasis on this stage.

Since an existing variety of the faults is too great to

distinguish them, the faults should be divided into limited number of classes. However, real faults appear rarely and their displays depend on a fault severity, engine type, and operational conditions. For this reason, a model-based classification is formed. It is widely used in gas turbine diagnostics [see, for example, 8].

In this paper, the thermodynamic model is used to describe the faults. Then the fault classification is drawn up in the space $\vec{Z}$ of normalized residuals

$$Z_i = \frac{Y_i - Y_{0i}(\vec{U})}{\sigma Y_i}, \quad i = 1 - m. \quad (3)$$

Here σY_i is a random error amplitude of the deviations $[Y_i - Y_{0i}(\vec{U})]$ and m is a number of analyzed variables. A vector $\vec{Z}^*$ corresponding to the measurement $\vec{Y}^*$ is formed in the same way as the vector $\vec{Z}$.

The hypothesis is accepted that an engine state D can belong to only one of q previously determined classes $D_1, D_2, \dots, D_q$. The classes are constructed and the diagnosis process goes in the space of residuals (3).

Two types of classes are concerned: single and multiple. The single type class has one independent parameter of fault severity, e.g. one correction factor or some correction factors changed proportionally. This type is convenient to describe any well-known faults of variable severity. In contrast to the single type class, the multiple type class has more than one independent parameter, e.g. some correction factors. This class type may be useful to combine some faults (for instance, the faults of one component) when their own displays and descriptions are uncertain.

A nomenclature of possible diagnosis $d_1, d_2, \dots, d_q$ corresponds with the accepted classification $D_1, D_2, \dots, D_q$. To make a diagnosis d , a method dependent criterion $R_j = R(\vec{Z}^*, D_j)$ is introduced as a closeness measure between a current residual vector $\vec{Z}^*$

(pattern to be recognized) and every item D_j of the classification. A decision rule

$$d = d_l \text{ if } R_l = \max(R_1, R_2, \dots, R_q) \quad (4)$$

is then established.

Various negative factors affect the diagnosis process and the final diagnostic decision d . In order to ensure the diagnosis d , it needs to be accompanied by any confidence assessment.

For this reason, mean probabilistic confidence characteristics are computed for the examined methods by a statistical testing procedure. Inside this procedure, numerous cycles of a method action are repeated. In every cycle, the procedure generates random numbers of the current class, fault severity, and measurement errors according to the chosen distribution laws, then computes actual pattern $\vec{Z}^*$, and finally makes a diagnostic decision d corresponding to this pattern. A $q \times q$ diagnosis matrix Dd accumulates diagnostic decisions according to the rule

$$Dd_{lj} = Dd_{lj} + 1, \text{ if } (D \equiv D_j) \wedge (d \equiv d_l).$$

All simulated patterns $\vec{Z}^*$ compose a testing set Zt^* of a volume Nt corresponding to the total number of cycles.

After testing cycles and diagnosis accumulation are over, the matrix Dd is transformed into a diagnosis probability matrix Pd of the same format by a normalization rule

$$Pd_{lj} = Dd_{lj} / \sum_{l=1}^q Dd_{lj}. \quad (5)$$

The diagonal elements Pd_{jj} present indices of distinguishing possibilities of the classes. Quantities

$$P_j = 1 - Pd_{jj} \quad (6)$$

make up a vector of false diagnosis probabilities $\vec{P}$. A scalar $\bar{P}$ that is computed as a mean number of the probabilities (6) characterizes the total level of diagnosis errors. The indices $\vec{P}$ and $\bar{P}$ will be applied below to adjust and compare recognition techniques under the following common conditions.

A. Gas turbine operational conditions: 11 gas turbine modes established by different compressor rotation speeds under standard ambient conditions are analyzed. The most of calculations are executed for the maximal power mode called regime 1.

B. Measured parameters' structure and accuracy correspond to a gas turbine regular measurement system which includes 6 gaspath variables. The fluctuations of the residuals (2) based on the measured parameters are assumed to be normally distributed.

C. Classification parameters. Two classification variations are considered. The first incorporates nine single classes and every one is constituted by a variation $\delta\Theta_j$ of one correction factor. The second includes four multiple classes corresponding to the main modules (compressor, combustion chamber, compressor turbine, free turbine). Every multiple class is formed by independent variations of two correction factors of the same engine module and describes possible faults of the module. All variations $\delta\Theta_j$, which represent here fault severities, are uniformly distributed within the interval [0, 5%]. A priori probability of the classes also has a uniform distribution, so every class is equally probable.

D. Testing set volume. The number Nt is chosen as a result of trade-off between a time T to execute the procedure and a computational precision of the described indices. In any case, uncertainty in the probabilities should be less than the studied effects of the method replacement or changes in diagnosing conditions. Analysis of an averaged probabilities precision helped to establish the set volume as a function of class number: $Nt = 1000 q$.

In the next two sections, two algorithms corresponding to the mentioned methods are considered for gas turbine diagnosis. The first is based on the Bayesian approach and needs that every class be described by its probability density function. The second employs the neural networks and implies class representation by a sample of patterns.

3. Algorithm 1: Bayesian Recognition

For actual measurement $\vec{Y}^*$ and corresponding $\vec{Z}^*$ the Bayes formula defines a posteriori probabilities:

$$P(D_j / \vec{Z}^*) = \frac{f(\vec{Z}^* / D_j) P(D_j)}{\sum_{l=1}^q f(\vec{Z}^* / D_l) P(D_l)}, \quad (7)$$

where $P(D_j)$ is a priori probability of the class D_j and

$f(\vec{Z}^* / D_j)$ is its pattern density function.

Density function assessment is a principal problem in statistics. To simplify it in the presented investigation, the function $f(\vec{Z}^* / D_j)$ is determined by elemental distributions $f(\vec{Z} / D_j)$ and $f(\vec{Z}^* / \vec{Z})$

$$f(\vec{Z}^* / D_j) = \int_{\Omega_j} f(\vec{Z}^* / \vec{Z}) f(\vec{Z} / D_j) d\Theta_j. \quad (8)$$

Additionally, the following assumptions were made:

1) adequacy of the linear model (2) applied to simulate faults, 2) uniform distribution $f(\vec{Z} / D_j)$ of the model values $\vec{Z}$ with a different fault severity, 3) normal distribution $f(\vec{Z}^* / \vec{Z})$ of residual errors.

According to the Bayesian rule, the recognition decision d_i is made when $P(D_i / \vec{Z}^*)$ is maximal in the set $P(D_j / \vec{Z}^*)$, $j = 1 - q$. This rule corresponds with the general rule (4).

The diagnostic algorithm based on the Bayesian recognition (algorithm 1) has been elaborated and inserted into the testing procedure described above.

As noted above, the Bayesian recognition is not without its difficulties. Only the simple structure classes that are based on the linear model and ordinary theoretical distributions can be analyzed. That is why a class representation directly by the patterns of measured variables is considered too, as well as algorithm 2 that is capable of treating them.

4. Algorithm 2: Neural Networks

The representation by the patterns permits simulating the fault classes of complex structure. For instance, a nonlinear thermodynamic model can be used, and the classes described by three and more correction factors can be analyzed. Furthermore, this permits direct forming the real data-based classes, without any model assistance and consequently without negative influence of model proper errors.

To solve difficult pattern recognition problems, a multilayer perceptron is successfully applied [see 9, 10], since a back-propagation algorithm has been proposed to train them. That is why back-propagation networks were chosen for gas turbine diagnosis. The employed networks have the structures that are partially determined by the measurement system and fault classification compositions.

The input layer incorporates six nodes, which correspond to a residual vector dimension. The output layer points to the concerned classes and therefore includes nine elements for the single type classification and four elements for the multiple one.

Within the statistical testing procedure, the described network passes training and verification stages. To train neural networks, a reference set Zr^* of the volume $Nr = 1000q$ is composed in the same manner as the testing set Zt^* . The verification stage follows then, at which the probabilities $\bar{P}$ and $\bar{P}$ (error probabilities) are computed on the testing set.

The testing procedure was repeated many times in order to choose the best parameters of the classification and network, namely a reference set volume, hidden layer size, training algorithm variation, and training algorithm epoch number. It was also established that one hidden layer of 12 nodes is the most appropriate and the epoch number 200 guarantees a network complete training as well as absence of the over-teaching.

To sum up sections 4 and 5, two approaches to gas turbine diagnosis were adopted and statistically tested by the procedure described above.

5. Comparison of the Algorithms

Since the Bayesian recognition (algorithm 1) minimizes average false recognition probabilities [see, for example, 11], it is used as a standard technique for evaluating algorithm 2. The algorithms comparison is conducted for two classification variations as described in section 3.

Table 1 contains the resulting probabilities $\bar{P}$ and helps to estimate averaged diagnosis errors for the compared algorithms.

As can be seen, the probability differences between the algorithms, $-0,050$ for single type classification and $+0,037$ for the multiple type classification, are noticeably lower than probability levels.

Table 1

Mean probabilities of false diagnosis

Algorithms	Type of classes	
	Single	Multiple
Bayesian approach	0,1822	0,1256
Neural networks	0,1772	0,1293
Difference	$-0,0050$	0,0037

More detailed analysis can be performed with the probabilities that are individual for every class, i.e. vector $\vec{P}$ elements. The probability shifts induced by the change from algorithm 1 to algorithm 2 are given in Table 2. It can be seen that the differences in false probabilities between the algorithms are slight for all classes. Average absolute shifts $\bar{\Delta P}$ for single and multiple classes are 0,014 and 0,007 correspondingly.

To ensure the results and preliminary conclusions, the statistical testing procedure with algorithm 2 was repeated 10 times (option of the single type classification) with different random number series. As a result, average values $M(P)$ and standard deviations $\sigma(P)$ of the error probabilities have been computed. The resulting statistics are placed in Table 3. Comparing tables 2 and 3 it can be seen that differences in diagnosis accuracy between the analyzed algorithms are smaller than inaccuracy intervals.

Table 2

False probabilities' shift for algorithm 2

Indices		Type of classes	
		Single	Multiple
$\vec{\Delta P}$	d_1	+0,021	$-0,005$
	d_2	+0,011	$-0,002$
	d_3	+0,008	+0,012
	d_4	$-0,005$	+0,010
	d_5	+0,001	–
	d_6	$-0,002$	–
	d_7	$-0,023$	–
	d_8	$-0,039$	–
	d_9	$-0,022$	–
$\bar{\Delta P}$		0,014	0,007

Table 3

Statistical parameters of the error probabilities (stationary case)

Statistics	$\vec{P}$					$\bar{P}$
	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	
$M(Pe)$	0,283	0,270	0,221	0,423	0,215	0,234
$\sigma(Pe)$	0,017	0,015	0,010	0,031	0,011	0,004
Statistics	$\vec{P}$					$\bar{P}$
	d_6	d_7	d_8	d_9		
$M(Pe)$	0,020	0,222	0,225	0,227		0,234
$\sigma(Pe)$	0,004	0,013	0,012	0,017		0,004

To make a broader conclusion about network effectiveness, in addition to the previous calculations executed for the mode 1, the statistical testing and method comparison were repeated for the other operating points. The results were very similar: algorithm 2 was always close to the algorithm 1.

Thus, we arrive at an important conclusion that artificial networks do not practically yield to the Bayesian approach when applied to gas turbine diagnosis. These positive results of network evaluation under steady state conditions encouraged us to develop a network-based diagnosis algorithm for transient conditions [12]. With respect to the Bayesian approach, it seems to be too difficult to compute integral (8) at transients.

The next section describes conditions and the accuracy analysis of diagnosis at transients.

6. Network Application for Transient Conditions

Extending the explanation given in section 3 for steady states, a generalized deviation vector $\vec{W}^*$ is determined under dynamic conditions as follows. Transients of normal (healthy) and faulted engines are divided into time-points. The deviations are determined on the next step for every pair of similar points of "faulted" and "normal" trajectories; errors are added then. Finally, the generalized vector $\vec{W}^*$ is composed from all successive deviations of trajectory points.

In the actual analysis, seven variables are monitored. A transient trajectory includes 14 time-points. The vector $\vec{W}^*$, a pattern to be recognized, consists of $14 \times 7 = 98$ elements. The classification consists of eight single faults classes. The optimal hidden layer number is 25. So, the network has a structure "98×25×8". Other conditions of the analysis, including pattern number 1000 to describe one class, are equal to the conditions given in sections 3 and 5.

A calculation under the noted computational conditions called a basic calculation has acceptable execution time of 8 minutes (PC with Pentium IV). A mean probability of the correct diagnosis works out at 0.886 (error probability 0,114) for this calculation.

As before in the case of static conditions, the basic calculation was repeated 10 times with different random number series. New average values $M(P)$ and standard deviations $\sigma(P)$, which characterize a computational inaccuracy at transients, are placed in Table 4. Comparing tables 3 and 4, it can be seen that reduction in diagnosis inaccuracy is considerable for every class and in general: the average losses decrease in two times. This positive effect is considerably greater than the computational inaccuracy.

In addition to the basic calculation, 15 different calculations at different transient conditions (engine acceleration or deceleration, transient profile, ambient air

temperature) were made. The obtained probability of the correct diagnosis worked out at 0,896 – 0,841 (on average 0,876).

In general, it can be stated that neural networks application for diagnosis under transient conditions enhances essentially the gas turbine diagnosis reliability.

Table 4
Statistical parameters of the error probabilities (transient case)

Statistics	$\vec{P}$				$\bar{P}$
	d_1	d_2	d_3	d_4	
$M(Pe)$	0,081	0,193	0,082	0,189	0,118
$\sigma(Pe)$	0,09	0,015	0,018	0,023	0,003
Statistics	$\vec{P}$				$\bar{P}$
	d_5	d_6	d_7	d_8	
$M(Pe)$	0,089	0,104	0,100	0,108	0,118
$\sigma(Pe)$	0,006	0,012	0,009	0,013	0,003

Conclusions

In this paper, a statistical testing has been discussed of gas turbine diagnosis by means of neural networks and the Bayesian recognition. A thermodynamic model served to simulate gas turbine degradation and form a faults classification. The purpose was to compare neural networks with the Bayesian recognition using the latter as a standard technique with limit properties. Diagnosis reliability indices – averaged probabilities of true/false diagnosis – were criteria of the comparison.

The diagnosis algorithm applying back-propagation networks has demonstrated a high reliability. It was quite close to the algorithm based on the Bayes formula in different conditions of application.

On basis of common approach to gas turbine diagnosis involving artificial neural networks, a new diagnostic algorithm has been developed to be applied at transients. During the experimentation a reachable accuracy level of gas turbine diagnosis was estimated. It was pointed out that the change to the diagnosis at transient can reduce false diagnoses in two times.

So, neural back-propagation networks can be recommended for a practical use in condition monitoring

systems both at steady states and at transients. Since the Bayesian approach has an advantage of accompanying every diagnosis by its probability, this approach may also be recommended when we are able to describe the fault classes by their density functions.

Acknowledgments

The work has been carried out with the support of the National Polytechnic Institute of Mexico (project 20070707).

References

1. Basseville M. Model-based statistical signal processing and decision theoretic approaches to monitoring// Proc. Fifth IFAC Symposium on Fault Detection, Supervision and Safety of Technical Process. – Washington, D.C. – 2003. – P. 1-12.
2. Roemer M.J., Kacprzynski G.J. Advanced diagnostics and prognostics for gas turbine engine risk assessment// Proc. ASME Turbo Expo Conf., Germany. – 2000. – 10 p.
3. Saravanamuttoo H.I.H., MacIsaac B.D. Thermodynamic models for pipeline gas turbine diagnostics// ASME Journal of Engineering for Power. 105. – 1983. – P. 875-884.
4. Pipe K. Application of advanced pattern recognition techniques in machinery failure prognosis for Turbomachinery// Proc. Condition Monitoring 1987 Int. Conf., British Hydraulic Research Association. – UK, 1987. – P. 73-89.
5. Yepifanov S., Loboda I. Controllability analysis of gas turbine engines by parametrical methods // Aero-

space Techniques and Technology: Journal of Kharkov Aviation Institute, Ukraine. – 1995. – P. 73-79.

6. Loboda I., Yepifanov S. Gas Turbine Fault Recognition Trustworthiness // Cientifica: Journal of ESIME-IPN, Mexico. – Vol. 10, Num. 2. – 2006. – P. 65-74.
7. Loboda I., Yepifanov S., Feldshteyn Y. Deviation problem in gas turbine health monitoring // Proc. IASTED International Conference on Power and Energy Systems. – Clearwater Beach, Florida, USA. – 2004. – 6 p.
8. Yepifanov S.V., Kuznetsov B.I., Bogaenko I.M. Design of Gas Turbine Engine Control and Diagnostic Systems. – Tehnika, Kiev, Ukraine. – 1998. – 340 p.
9. Duda R.O., Hart P.E., Stork D.G. Pattern Classification. – Wiley-Interscience, New York. – 2001. – 340 p.
10. Haykin S. Neural Networks. – Macmillan College Publishing Company, New York. – 1994. – 240 p.
11. Duda, R. O. and Hart, P. E. Pattern Classification and Scene Analysis. – Wiley-Interscience, New York. – 1973. – 260 p.
12. Loboda I., Yepifanov S., Feldshteyn Y. A generalized fault classification for gas turbine diagnostics on steady states and transients // Proc. ASME Turbo Expo Conf., Spain. – 2006. – V. 2. – P. 725-734.

Поступила в редакцию 4.06.2007

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

УДК 629.7.018

А.Н. ПОНОМАРЕВ*Днепропетровский национальный университет, Украина*

ИНФОРМАЦИОННАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ДЛЯ ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ В ЗАДАЧАХ КОНТРОЛЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМ ПИТАНИЯ ЖИДКОСТНЫХ РАКЕТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Представлена концепция информационного технологического обеспечения для принятия решений в задачах контроля пневмогидравлических систем питания жидкостных ракетных двигателей. Проведен анализ отказов указанных элементов. Представлены результаты экспериментальной отработки импульсно-акустического метода диагностики.

техническая диагностика, неразрушающий контроль, испытания

Введение

Интерес к вопросам проектной надежности и эксплуатационной технологичности создаваемых ракет-носителей (РН) обусловлен расширяющимся рынком доставки полезной нагрузки и риском потери коммерческого интереса.

Проектирование сложных технических систем, к которым относится современная ракета-носитель, требует обеспечения их высокой надежности и безаварийности в эксплуатации. Исключение аварийных ситуаций при работе – важнейшая задача, которая должна решаться при создании новых образцов техники. Одним из способов достижения указанной цели является применение диагностирования технических систем на всех этапах их изготовления, в том числе окончательно собранного изделия.

Одной из ответственных систем, входящих в состав РН является пневмогидравлическая система питания жидкостной ракетной двигательной установки (ПГСР ЖРДУ). Существующая тенденция к усложнению схемных и конструктивных решений, вытекающая из расширения диапазона решаемых ракетным комплексом задач, требований к точности выполнения ракетой тактико-технического задания, приводит к более пристальному вниманию к вопросам повышения надежности работы ПГСР ЖРДУ.

Обзор публикаций. При разработке системы

технической диагностики ПГСР ЖРДУ особый интерес представляют работы, посвященные методам контроля сложных изделий, включающих пневмогидравлические системы.

Программа обеспечения надежности РН предусматривает проведение испытаний всех систем изделия, начиная от этапа автономных испытаний отдельных агрегатов и заканчивая комплексными испытаниями собранной ракеты.

Автономные испытания агрегатов, механизмов, узлов ЖРДУ и ПГСР определяются соответствующими техническими документами на основе анализа функционального назначения объекта испытания, требований к его параметрам и характеристикам, условий эксплуатации, сборки, хранения, подготовке к работе и использования в составе штатной ПГСР. В частности автономным испытаниям подвергается пневмогидравлическая система подачи топлива. Наиболее информативной в плане обнаружения неисправностей является в настоящий момент система холодных технологических испытаний (ХТИ) ПГСР. ХТИ включает в себя ряд методов, которые позволяют выявить нарушения параметрических характеристик трактов, герметичность испытываемых трактов, ошибки в адресации трубопроводов отдельных систем. [1]. Но, в то же время существует нехватка методов контроля исходного технического

состояния элементов автоматики (ЭА) многоразового действия ПГСР РН. Анализ работ, посвященных теоретическим, прикладным и методическим вопросам диагностирования систем различного назначения показывает, что в настоящее время созданы и широко применяются на практике методы контроля различных сложных технических систем, например двигателей внутреннего сгорания, авиационных двигателей, всевозможных пневматических и гидравлических приводов, механических агрегатов. В основном эти методы разработаны для конкретных технических решений отдельных узлов и устройств.

Испытания систем ЖРД и ПГСР ЖРДУ проводятся, как правило, после окончания автономной отработки агрегатов, комплектующих эти системы. При испытании систем, наряду с серийным промышленным оборудованием, используются специальные стенды. Это, в частности, стенды для диагностики отдельных сборок трубопроводов с элементами автоматики для контроля пневмо- и гидроприводов, различных систем самолета (гидравлической, пневматической, кислородной, пожаротушения и пр.). Функционирование систем проверяют на полностью собранном изделии при рабочих давлениях после проверки участков систем. Данный подход близок по целям к задачам контроля технического состояния ПГСР ЖРДУ [2].

Цель исследований

На основании экспериментальных исследований импульсно-акустических процессов при срабатывании элементов автоматики многоразового действия разработать метод контроля их состояния, информационное обеспечение метода и методику применения данного метода в цикле холодных технологических испытаний ракеты-носителя.

Результаты исследований

Автором проведено исследование конструкций элементов автоматики ПГСР РН. Рассмотрены кон-

струкции применяемых в современной ракетно-космической технике клапанов, определены объекты диагностирования – электропневмоклапаны (ЭПК), электрогидроклапаны (ЭГК).

Поставлена задача диагностирования состояния элементов автоматики ПГСР – клапанов, регуляторов, переключателей, детали которых при срабатывании совершают поступательное движение с остановкой. Вследствие этого они издают кратковременный (импульсный) акустический сигнал, что позволяет при измерениях данного сигнала и последующей обработке применять методы, используемые при анализе ударной вибрации [3 – 5].

На основании статистических данных отработки и эксплуатации агрегатов автоматики, производства ПО «ЮМЗ» (по материалам ГKB «Южное») для указанных конструкций определены наиболее характерные неисправности: заедание, заклинивание, появление надиров, расклепывание или растрескивание уплотнительных элементов, попадание инородных частиц, недооткрытие, недозаккрытие, неточность срабатывания по времени.

Для предварительной экспериментальной отработки методики был выбран серийный нормально закрытый ЭПК прямого действия типа 92.9811. Для проведения исследований разработана и смонтирована экспериментальная установка.

Для испытаний были отобраны пять одинаковых клапанов из одной партии. Все клапаны прошли заводской контроль и находились в исправном состоянии. На первом этапе производились многократные (20 срабатываний) испытания работоспособных клапанов. При испытаниях регистрировался временной процесс длительностью 6 мс (300 точек отсчета). На основании этих испытаний были получены усредненные эталонные значения контролируемых параметров для исправных клапанов (виброакустические портреты исправных объектов).

На втором этапе моделировались неисправные состояния клапанов. Поочередно искусственно вно-

сились конкретные характерные неисправности. Для каждой неисправности повторялась процедура измерений. В результате получены усредненные «портреты неисправных состояний клапанов».

Далее проводился анализ и обработка полученных данных. Применялись статистические методы распознавания образов – оценивался разбег измеряемых значений контролируемого сигнала, проводились сравнения энергетических показателей сигнала. С помощью статистических методов удалось с достаточно высокой достоверностью определять некоторые неисправности, которые имеют визуально отличающийся характер сигнала от нормы (попадание инородных частиц на уплотнительные элементы и разрушение уплотнительных элементов).

Однако, для других неисправностей недостаточно только статистической обработки. Поэтому для их идентификации применялись методы спектрального анализа, которые дали более уверенные результаты. Применение спектрального анализа позволило выделить информативные компоненты исследуемых сигналов. Благодаря этому стало возможным идентифицировать и другие моделируемые неисправности, что говорит о работоспособности предлагаемой методики.

Для утверждения результатов идентификации применялись также методы математического моделирования, внедрение которых позволило подтвердить работоспособность, достоверность и информативность предлагаемой методики.

Был сформирован комплекс информационного обеспечения для поддержки принятия решений в задачах контроля пневмогидравлических систем питания и их элементов, а также рекомендации по совместному применению данного метода с другими, применяемыми в настоящее время.

Заключение

Разработанная методика с высокой степенью достоверности позволяет определять техническое состояние объекта диагностирования как исправное или выявить наличие характерных дефектов

Экспериментальная отработка показала работоспособность метода. Разработанный и изготовленный экспериментальный стенд позволяет исследовать различные типы элементов автоматики ПГСР.

Полученные результаты могут быть использованы в других научных исследованиях, а также в практических задачах испытаний различных элементов и узлов вновь создаваемых РН.

Разработанная методика может быть также использована в других отраслях народного хозяйства.

Литература

1. Полухин Д.А., Орещенко В.М., Морозов В.А. Отработка пневмогидросистем двигательных установок ракет-носителей и космических аппаратов с ЖРД. – М.: Машиностроение, 1987. – 248 с.
2. Беляев Н.М., Уваров Е.И., Степанчук Ю.М. Пневмогидравлические системы. Расчет и проектирование: Учебн. пособие для техн. ВУЗов. – М.: Высш. шк., 1988. – 271 с.
3. Биргер И.А. Техническая диагностика. – М.: Машиностроение, 1978. – 238 с.
4. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
5. Вибрации в технике: Справочник в 6 т. – Т. 5. Измерения и испытания. – М.: Машиностроение, 1981. – 496 с.

Поступила в редакцию 25.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. А.Н. Петренко, Днепропетровский национальный университет, Днепропетровск.

УДК 004.414

С.О. ВОЛКОВА, О.М. ТРУНОВ

Миколаївський державний гуманітарний університет ім. Петра Могили, Україна

ТЕСТУВАННЯ ЯК ЗАСІБ ПІДВИЩЕННЯ ЯКОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ СИСТЕМИ ДІАГНОСТИКИ

У даній статті викладаються методології підвищення та забезпечення необхідного рівня якості та надійності системи діагностики. Визначено критерії оцінки якості та надійності та їх залежність від проходження процесу тестування програмного продукту. Представлено особливості застосування методології ортогональної класифікації дефектів та здійснено класифікацію основних типів дефектів програмного продукту. Використано метод цілеспрямованої перевірки дефектів, як спосіб забезпечення якості та надійності програмного забезпечення.

програмне забезпечення, якість, надійність, тест кейс (тестовий випадок), ортогональна класифікація дефектів, метод цілеспрямованої перевірки.

Вступ

Проблема якості та надійності ПЗ (програмного забезпечення) систем діагностики стає сьогодні все більш гострою, особливо зі збільшенням використання інформаційних технологій і підвищенням складності ПЗ.

Висока якість програмних продуктів дає розроблявачам не тільки конкурентні переваги та збільшення довіри клієнтів, але й полегшує супровід і розвиток ПЗ.

1. Постановка проблеми

Орієнтиром з якості ПЗ стали загальновизнані стандарти якості ISO 9000 [1]. Відповідно до формулювання ISO 8402, **під якістю розуміється** сукупність характеристик програмного продукту, що відносяться до його здатності задовольнити встановлені й очікувані потреби клієнтів.

Основними параметрами якості вважаються: функціональна повнота, відповідність вимогам законодавства, безпека інформації, простота експлуатації, що не потребує спеціальних знань в області інформаційних технологій, ергономічність інтерфейсу користувача, мінімізація витрат на експлуатацію, розвиток і модернізацію.

Під надійністю розуміється здатність системи виконувати задані функції, зберігаючи основні характеристики за певних умов експлуатації. Стосовно програмного забезпечення це насамперед безвідмовна робота, відсутність помилок, що перешкоджають нормальному функціонуванню підприємства (рис. 1).

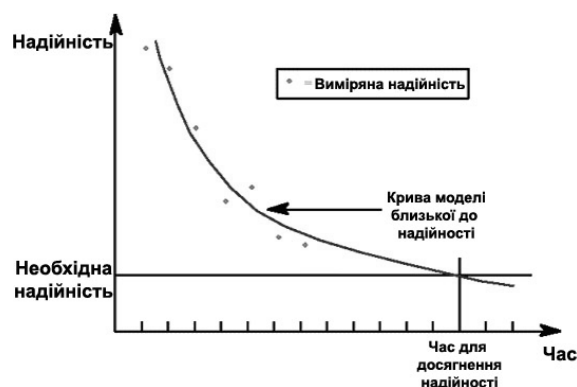


Рис. 1. Залежність надійності програмного продукту від часу розробки ПЗ

Якість і надійність у комплексі забезпечують високі споживчі властивості ПЗ. У процесі створення програмного продукту вони одночасно й безупинно контролюються й удосконалюються. Однак наскільки реально забезпечити якість і надійність складної багатофункціональної системи при обмежених строках розробки? Для ілюстрації можна привести ре-

зультати опитування більше тисячі великих компаній, проведеного міністерством торгівлі й промисловості Великобританії. Виявилося, що середня частота відмов інформаційних систем складала: 1 відмову в рік – 40% компаній, 1 відмова на місяць – 29%, 1 відмова в тиждень – 15% компаній, 1 відмова в день – 7% й 5% компаній спостерігали в себе більше однієї відмови в день.

При цьому частка відмов і збоїв програмного забезпечення в загальному списку причин непрацездатності (простоїв) інформаційних систем становила 24% [2].

2. Розв'язок проблеми

Очевидно, що домогтися необхідної якості й надійності можна, тільки позначивши їх за пріоритетну мету й постійно просуваючись до неї по наступних напрямках:

- організація промислового виробництва програмного забезпечення з чітко вираженою спеціалізацією, оптимальним розподілом функцій, повноважень і відповідальності персоналу;
- впровадження комплексу найбільш сучасних й ефективних технологій, включаючи як технології розробки й супроводу програмних продуктів, так і технологію керування розробками;
- розвиток системи якості [1] на основі рекомендацій ISO 9000-3.

В табл. 1 наведено критерії забезпечення якості ПЗ.

Таблиця 1
Критерії якості ПЗ

№	Критерії	К	З
1	Функціональна повнота	+	-
2	Ціна розробки	-	+
3	Відсутність дефектів	+	-
4	Зручність використання	+	-
5	Можливість внесення подальших змін	-	+
6	Легкість виправлення дефектів	-	-
7	Документація на реалізацію	-	-
8	Своєчасність виконання проекту	-	+

*де К – користувач, З – замовник.

Вид матриці критеріїв якості та систем забезпечення якості відображено в табл. 2.

Дані таблиці показують, що з восьми елементів загальної якості продукту тестування здатне оцінити й контролювати тільки три (1, 3, 4), причому найбільш ефективно тестування контролює відсутність дефектів (3).

Таблиця 2
Матриця критеріїв якості ПЗ

№	Т	ОК	АД	АПР	АР
1	+	-	-	-	+
2	-	-	-	+	-
3	+	+	-	-	-
4	+	-	-	-	+
5	-	+	+	-	-
6	-	+	+	-	-
7	-	+	-	+	-
8	-	-	-	+	-

*де № – порядковий номер критерію якості ПЗ (табл. 1), Т – тестування, ОК – огляди коду, АД – аналіз дизайну, АПР – аудит процесу розробки, АР – аналіз ринку.

На рис. 2 представлено залежність підвищення якості програмного продукту за рахунок тестування за концепцією В.Boehm [3].

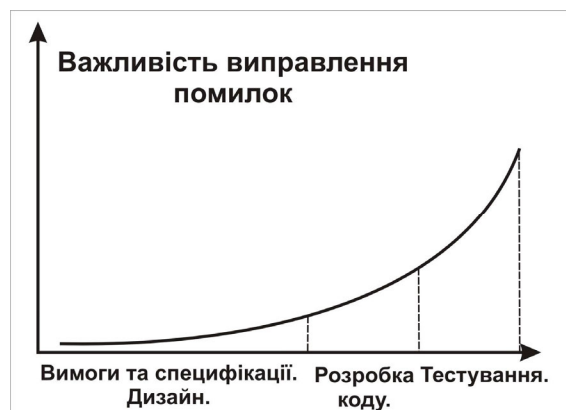


Рис. 2. Підвищення якості ПЗ за рахунок тестування

На рис. 3 приведено спрощений алгоритм процесу тестування програмного продукту та на рис. 4 процес мінімізації помилок на різних стадіях розробки ПЗ, однак, тестування ПЗ не позиціюється як єдиний спосіб забезпечення якості [4]. Воно є частиною загальної системи забезпечення якості про-

дукту, елементи якого вибираються за критерієм найбільшої ефективності застосування в конкретному проекті.

Та як відомо [4, 5], повністю протестувати програму неможливо по наступних причинах:

1. Кількість всіх можливих комбінацій вхідних даних та послідовностей виконання коду програми занадто велика, щоб її можна було перевірити повністю.

2. Інтерфейс користувача програми (що включає всі можливі комбінації дій користувача і його переміщень по програмі) звичайно занадто складний для повного тестування.

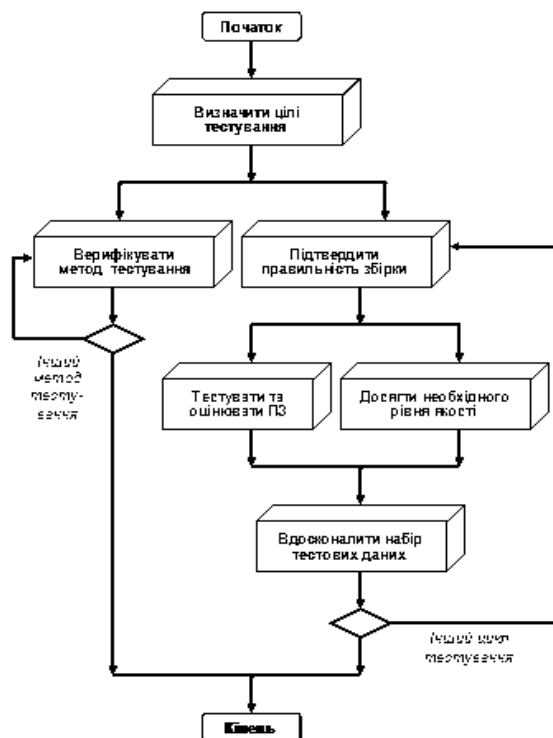


Рис. 3. Алгоритм процесу тестування ПЗ



Рис. 4. Мінімізація помилок на різних стадіях розробки ПЗ

Варто відзначити характеристики вдалого тесту: існує обґрунтована ймовірність виявлення тестом помилки; набір тестів не повинен бути надлишковим; тест повинен бути найкращим у своїй категорії; тест не повинен бути занадто простим або занадто складним.

Однак згенерувати тест кейси (тестові випадки) для "повного" тестування продукту просто неможливо. Можна розробити мільйони тестів, але чи буде достатньо часу на їх виконання? Найімовірніше - ні. Тому доводиться ретельно вибирати тест кейси, які будуть виконуватися в процесі тестування.

На даний час існує кілька методологій розробки тест кейсів. Вони відрізняються як теоретичним підходом, так і практичною реалізацією. Найбільш часто вживана методологія розробки тестових випадків – методологія, в якій джерелами тестових випадків виступають випадки використання [6, 7].

Інший підхід до розробки тест кейсів дозволяє звернути увагу на те, які типи дефектів може містити в собі програмний продукт, і написати тестові випадки, що здатні їх виявити. Тобто він вимагає визначитися з тим, як система буде використана, і побудувати тестові випадки, які проведуть випробування системи на всіх етапах використання. Цей підхід називається метод цілеспрямованої перевірки побудований на основі класифікації ODC.

Класифікація ODC (Orthogonal Defect Classification – ортогональна класифікація дефектів) – це метод, розроблений корпорацією IBM з метою збору інформації про типи несправностей, які мають місце в розроблювальних програмних системах. Цей метод корисний при зборі й аналізі тестової інформації для того, щоб направити зусилля на вдосконалення процесу розробки в потрібному напрямку.

Ідея ODC полягає в поділі всіх дефектів на типи. Коли програміст виправляє дефект, те звичайно він виправляє якийсь певний тип дефекту. Тип визначається видом кінцевого виправлення. Призначення типів є очевидним для програмістів. У кожному випадку розходження проявляється в тому, чи є дже-

релом помилки пропущена частина коду або неправильна частина коду. По методу ODC виділяються наступні типи дефектів (помилки): функціональні, асигнування, інтерфейсу, перевірки, синхронізації, пакету, документації та алгоритмічні.

Функціональною помилкою є помилка, що значно впливає на можливості продукту, інтерфейс для кінцевого користувача, інтерфейс усередині продукту, інтерфейс із конфігурацією апаратної частини або помилка, що викликає глобальний крах системи й вимагає обов'язкової зміни дизайну. **Помилка асигнування** вказує на кілька невірних рядків коду, наприклад на ініціалізацію контрольних блоків або структуру даних. **Помилка інтерфейсу** відноситься до тих видів помилок, які пов'язані з обміном даних з іншими компонентами, модулями або драйверами пристроїв, викликами процедур, контрольними блоками або списками параметрів. **Помилки перевірки** пов'язані помилками програмної логіки в тих випадках, коли програма неправильно підтвердила дані й значення перед тим, як їх використати. **Помилки синхронізації (серіалізації)** – це ті помилки, які усуваються шляхом поліпшеного керування розподіленими ресурсами й ресурсами в реальному часі. **Помилки білду (пакету)** описують помилки, які трапляються через помилки в бібліотеках, керуванні змінами або контролем версій. **Помилки документації** можуть бути пов'язані як з помилками публікацій, так і записами керування. **Алгоритмічні помилки** включають помилки, пов'язані з недостатньою ефективністю або правильністю проблематики, що впливає на завдання, і може бути виправлена шляхом впровадження поліпшеного алгоритму локальної структури даних без зміни дизайну.

Обрані типи дефектів досить узагальнені для того, щоб бути застосованими до розробки будь-якого програмного продукту. Ступінь деталізації їх така, що їх можна співвіднести з будь-якою фазою розробки. Тест кейси розробляються відповідно до того, які типи дефектів можуть бути знайдені в даному

програмному продукті й співвідносяться з видом діяльності розробки. Для того, щоб визначити необхідні групи тест кейсів будується матриця: по осях пишуться види дефектів і стадії процесу верифікації, як показано в табл. 3. Необхідно відмітити, що зараз розроблено математичні алгоритми для автоматичної генерації даних таблиць зв'язків [6].

Таблиця 3

Співвідношення дефектів та фаз розробки ПЗ

Стадія розробки ПЗ	Типи дефектів			
	Ф	П	С	А
Дизайн	•			
Дизайн низького рівня (ДНР)			•	
Кодування		•		•
Інспектування (ДВР)	•			
Інспектування (ДНР)			•	
Інспектування коду		•		•
Тестування модулів		•		•
Функціональне тестування	•			•
Тестування системи в цілому			•	

*Ф – функціональні, П – перевірки, С – синхронізації, А – алгоритмічні.

Іншим основним поняттям класифікації ODC є поняття "тригерів відмов", що являє собою умову, при якій помилка проявляється. Наприклад, коли продукт зібраний, передбачається, що всі його функції протестовано. Однак, виявляється, що нові помилки виникають при використанні продукту в іншому тестовому середовищі, при використанні інших апаратних засобів. Таким чином, хоч тип дефекту й той самий, необхідно задіяти різні типи тригерів відмов для того, щоб він виявився. При прояві помилки, тригер може бути визначений інженером, що спеціалізується на проблемному діагнозі.

Варто навести список шести категорій відмов, які розпізнаються методом ODC [7]:

1. Робочий обсяг/Підвищене навантаження.
2. Нормальний режим.
3. Відновлення/Виключення.
4. Пуск/Повторний пуск.
5. Конфігурація апаратних засобів.
6. Конфігурація програмних засобів.

Метод цілеспрямованої перевірки дефектів використовує декілька таких тригерів як орієнтири для вибору тестових випадків. Для забезпечення повноти тестування необхідно побудувати такі тестові випадки, які дозволяють задіяти кожний із цих тригерів дефектів [8].

3. Обговорення результатів

Кількісна оцінка знайдених дефектів по класифікації ODC дає можливість для ґрунтовного аналізу системи. Наприклад, якщо на рівні дослідження дизайну було знайдено багато функціональних помилок, то це значить, що можливо, дизайн не був добре продуманий і його необхідно переписати або переписати якісь певні частини коду, у яких було знайдено найбільше число помилок.

Складність впровадження ODC полягає в тому, що досить трудомістко застосувати даний підхід до розробки більших неоднорідних систем. Збільшується кількість груп тест кейсів і збільшується ймовірність виникнення помилки в непередбачуваних місцях. Також, для введення класифікації ODC критичними з'являються наступні фактори: добре спроектовані утиліти для відстеження дефектів й освіти людей, що займаються тестування (проводиться значна кількість різних тестів).

Висновки

Тестування програмного забезпечення є наразі найбільш очевидним способом забезпечення його надійності та якості.

Застосування методології ортогональної класифікації дефектів до кожного конкретного проекту дозволяє обирати елементи системи таким чином, щоб забезпечити прийнятну якість, виходячи із пріоритетів і наявних ресурсів. Обираючи елементи для системи забезпечення якості конкретного продукту, можна застосувати комбіноване тестування, огляди коду. При подібному виборі деякі якості, наприклад легкість модифікації й виправлення дефектів, не будуть оцінені й, можливо, виконані. За-

вданням тестування в розглянутому випадку є виявлення дефектів й оцінка зручності використання продукту, включаючи повноту функціональності.

Література

1. Загальне керівництво якістю й стандарти по забезпеченню якості (ISO 9000-1). Вказівки при розробці, поставці та обслуговуванні програмного забезпечення (ISO 9000-3).
2. Cockburn, A., Crystal/Clear: A Human-Powered Methodology for Small Teams, Addison-Wesley, 2000 [Електрон. ресурс]. – Режим доступу: <http://members.aol.com/humansandt/crystal/clear>.
3. Barry W. Boehm. Spiral Development: Experience, Principles, and Refinements. Spiral Experience Workshop, February 9, 2000 / Special Report CMU/SEI-2000-SR-008, July, 2000.
4. Макгрейгор Джон, Сайкс Девид. Тестування об'єктно-орієнтованого програмного забезпечення. Практ. пос. – К.: ТОВ "ТИД "ДС", 2002. – 432 с.
5. Канер С., Фолк Д., Нгуен Е.К. Тестування програмного забезпечення. – К.: ДіаСофт, 2001. – 544 с.
6. Davis A.. Fifteen Principles of Software Engineering // IEEE Software. – 1994. – Vol. 11, № 6. – P. 94-101.
7. Шниман В. Отказоустойчивые компьютеры компании Stratus // Відкриті системи. – 1998. – № 1. – С. 13-22.
8. Принципи тестування ПЗ / Д. Коул, Т. Горэм, М. Макдональд, Р. Спарджеон // Відкриті системи, 1998. – № 2. – С. 60-63.

Корисні посилання

Загальні поняття тестування ПЗ:
http://en.wikipedia.org/wiki/Software_testing
 Software quality assurance FAQ:
<http://www.softwareqatest.com/qatfaq1.html>

Надійшла до редакції 11.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук М.Т. Фісун, Миколаївський державний гуманітарний університет ім. Петра Могили, Миколаїв.

УДК 629.78.018

И.Б. ТУРКИН, Е.В. СОКОЛОВА, П.А. ЛУЧШЕВ*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина*

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ ИНФОРМАЦИОННОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НА ОСНОВЕ СПЕЦИФИКАЦИИ OLE FOR PROCESS CONTROL

Рассмотрены результаты экспериментальных исследований механизмов доступа к данным OPC-сервера. Приведена оценка затрат процессорного времени на обмен информацией между клиентом и сервером OPC, определена пропускная способность информационного обмена, даны выводы по использованию OPC в условиях мягкого реального времени с учетом детерминизма и реактивности системы.

OLE for Process Control, SCADA, спецификация OPC, OPC-сервер, OPC-клиент, АСУ ТП, унификация доступа к данным, пропускная способность

Введение

Основу программного обеспечения средств автоматизации технологических процессов современных производственных предприятий составляют SCADA-системы [1], которые осуществляют сбор и обработку данных, а также управление автоматизированной системой в целом. Данные, поступающие на вход SCADA-системы с аппаратуры нижнего уровня различных производителей, должны быть унифицированы. Для этого используется технология OPC (OLE for Process Control) [2], разработанная для работы под управлением ОС Windows.

Значительная часть программного обеспечения SCADA-систем характеризуется повышенными требованиями по функциональной безопасности и надежности, жесткими ограничениями на время реагирования на внешние воздействия [3, 4]. Как известно, к числу ключевых характеристик, определяющих возможность применения определенных программных средств при таких ограничениях, относятся:

- детерминизм – возможность системы отвечать на внешние события в специфицированное время;
- реактивность – свойство системы, определяемое ее способностью выдерживать минимальные интервалы времени между внешним событием и получением результата.

Актуальность исследований заключается в необходимости выбора наиболее эффективных по ключевым характеристикам моделей доступа OPC в зависимости от конкретных условий.

1. Общая постановка проблемы

Сложность современных программных средств достигла такого уровня, что даже разработчики классических систем реального времени рекомендуют использовать эмпирические методики для определения основных показателей [6].

Цель исследований – экспериментально оценить возможность применения технологий OPC в программном обеспечении АСУ ТП с повышенными требованиями по функциональной безопасности и надежности, жесткими ограничениями на время реагирования на внешние воздействия.

Для достижения этой цели необходимо:

- рассмотреть модели обмена информацией;
- определить критерии оценки пропускной способности;
- создать ПО для проведения эксперимента и измерения необходимых параметров;
- выполнить измерения;
- провести анализ результатов методами математической статистики.

2. Модели обмена информацией в спецификации OPC

Характеризуя механизмы информационного взаимодействия, рассмотрим модель функционирования потоков в ОС Windows [5], согласно которой поток может быть:

- приостановлен;
- заблокирован средствами синхронизации;
- готов к выполнению;
- в состоянии выполнения.

И клиент и сервер работают в различных процессах и соответственно потоках, а обмен данных выполняется синхронно, асинхронно или по подписке.

При **синхронном чтении** клиент посылает серверу запрос со списком интересующих его переменных и ждёт, когда сервер его выполнит. На рис. 1. показана упрощенная схема функционирования синхронного доступа к данным.

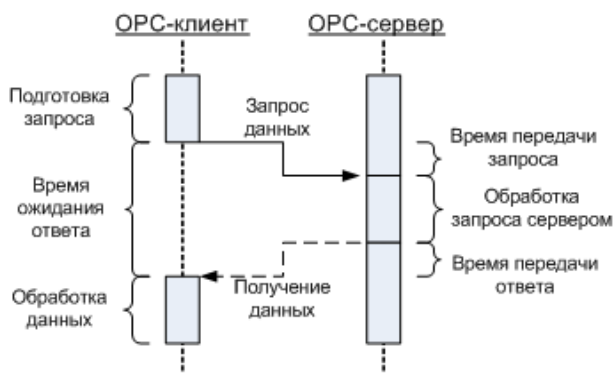


Рис. 1. Упрощенная схема функционирования синхронного доступа к данным

При **асинхронном чтении** клиент посылает серверу запрос, а сам продолжает работать. Когда сервер выполнил запрос, клиент получает данные. На рис. 2. показана упрощенная схема функционирования асинхронного доступа к данным.

При **методе подписки** клиент передает серверу список интересующих его переменных, а сервер затем регулярно присылает клиенту информацию об изменившихся переменных из этого списка. Эти списки в терминологии OPC называются группами. Каждый клиент может поддерживать одновременно

много групп с разной периодичностью обновления (рис. 3).

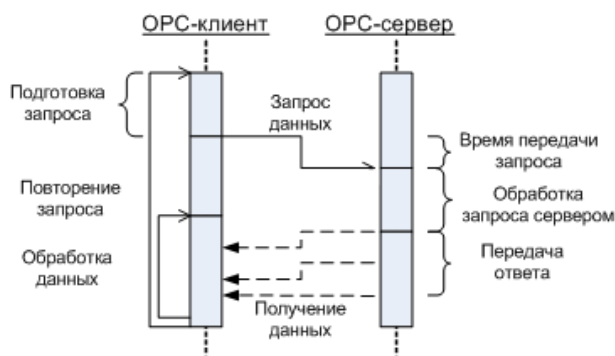


Рис. 2. Упрощенная схема функционирования асинхронного доступа к данным

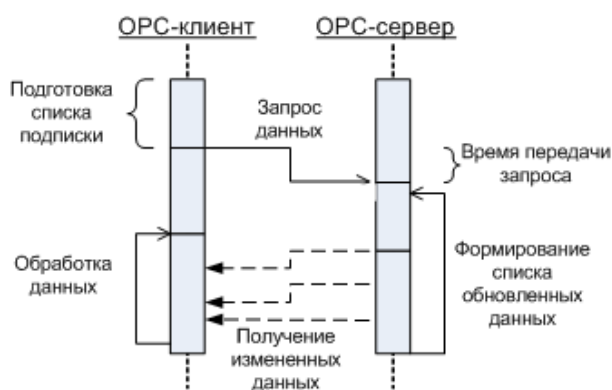


Рис. 3. Упрощенная схема функционирования доступа к данным – подписка

Помимо указания желаемой периодичности клиент может задать максимальное относительное изменение измеряемой величины, при превышении которого сервер должен оповестить клиента.

3. Характеристики пропускной способности клиент-серверного взаимодействия

Производительность OPC-сервера определяется особенностями его информационного взаимодействия с клиентами и контроллером, а также затратами времени на обработку информации в самом OPC-сервере.

Сервер, взаимодействуя с клиентом, выполняет несколько функций, поэтому можно говорить о пропускной способности каждой из них:

- создание/удаление связей с данными (то есть создание/удаление элементов *OPCItem*) в секунду;

- изменение состояния групп (количество изменений в секунду);
- изменение состояния связей с данными (количество изменений в секунду);
- синхронное чтение/запись (количество переменных, считываемых/записываемых в секунду в синхронном режиме);
- асинхронное чтение/запись (количество переменных, считываемых/записываемых в секунду в асинхронном режиме);
- обновление (количество обновлений через функцию *Refresh* в секунду).

Производительность в связке с контроллером определяется следующими параметрами:

- обновление данных (переменных). Это количество переменных, передаваемое от контроллера к серверу за секунду;
- реакция на запись данных. Время, которое проходит от момента подачи команды клиентом на запись до момента считывания клиентом полученного значения;
- скорость записи. Это количество переменных, которое можно записать в контроллер за секунду.

4. Планирование эксперимента

В результате анализа различных факторов, определяющих пропускную способность клиент-серверного взаимодействия, выделены наиболее актуальные и важные для исследования:

- количество передаваемых данных определяется геометрической прогрессией в диапазоне $1 \div 10^4$ тегов в группе;
- способ передачи данных: синхронное чтение/запись тегов в группе; синхронное чтение/запись всей группы; асинхронное чтение/запись группы.

В целом и PC-совместимая платформа, и ОС *Windows* слабо приспособлены для решения задач реального времени [7]. Зачастую приходится самостоятельно поддерживать механизмы, которые на

других платформах поддерживаются по умолчанию. Тем не менее, определенные средства измерения и контроля времени в ней имеются.

В ПО, созданном для проведения эксперимента, для измерения времени и затрат процессора используются функции *API QueryPerformanceCounter* и *QueryPerformanceFrequency*, которые обеспечивают разрешающую способность $\approx 10^{-7}$ с и, следовательно, являются удобным инструментом для измерения интервалов времени в диапазоне: $10^{-5} \div 10^{-2}$ с.

При больших интервалах времени следует учитывать рост погрешности измерений, вызванный затратами времени на работу ядра ОС. Для этого можно использовать функции *GetProcessTimes* или *GetThreadTimes*, которые возвращают временную информацию для указанного в аргументах процесса или потока соответственно. Разрешающая способность функций 10^{-2} с, максимальное значение для практических целей практически неограниченно, что свидетельствует о целесообразности использования данных функций для измерения затрат процессорного времени на работу достаточно продолжительных алгоритмов ($\geq 0,1$ с).

5. Анализ полученных результатов

Эксперименты были проведены с использованием *AMD Athlon XP 1700+*, *DDR SDRAM PC3200 512 MB* и *Fastwel UniOPC 2.41*. В результате получены серии по 50-300 измерений, к которым применены статистические методы оценки результатов измерений: расчет математического ожидания, дисперсии, среднеквадратичного отклонения, определение минимального и максимального значений в серии для оценки разброса измеренных параметров относительно среднего значения, построение гистограммы, определение доверительного интервала по Стьюденту.

Первичный анализ позволяет сделать следующие выводы:

1. Закон распределения случайной величины «время выполнения операции обмена» в общем случае является сложным, двухмодальным.

2. Основную составляющую вносит экспоненциальное распределение, имеющее четко выраженный максимум в районе минимума времени затрат времени на одну операцию.

3. В большинстве случаев наблюдается четко выраженный второй максимум с формой, напоминающей нормальный закон распределения. Скорее всего, этот максимум связан с работой диспетчера ОС. На практике от этого нежелательного максимума, ухудшающего детерминизм системы, можно избавиться, если использовать функции для управления работой диспетчера.

Затраты процессорного времени на обмен информацией в пересчете на один тег можно характеризуются следующими выводами.

1. При количестве тегов в группе менее 10 результаты недостоверны, ввиду недостаточной разрешающей способности функций для измерения затрат процессорного времени.

2. При решении практических задач нецелесообразно применение групп, включающих более 1000 тегов из-за резкого роста затрат процессорного времени на организацию обмена. Очевидно, этот рост объясняется неэффективностью работы механизмов ОС при обработке динамических массивов большой размерности, а ведь именно динамические массивы в виде сложной структуры *Variant* пересылаются по интерфейсу *OPC* между клиентом и сервером.

3. Во время операции обмена данными клиент и сервер проводят в режиме пользователя более 90% общего времени, что свидетельствует об общей управляемости системы и ее готовности отреагировать на внешние воздействия с должной оперативностью.

Зависимость времени передачи в расчете на один тег от объема передачи и способа его организации характеризуется следующими выводами.

1. Случайная составляющая погрешности не ве-

лика, что подтверждается и шириной «коридора», в который попали измерения, и расчетным СКО.

2. Операции записи выполняются быстрее.

3. При решении практических задач нецелесообразно применение групп, включающих более 1000 тегов из-за заметного увеличения времени, требуемого для передачи.

Характеризуя пропускную способность системы можно утверждать, что:

1. Пропускная способность на операциях записи в *OPC*-сервер заметно выше, чем на операциях чтения. С точки зрения практических потребностей более желательна обратная зависимость, так как выдача управляющих воздействий в систему осуществляется эпизодически, а сбор информации о ее состоянии – постоянно.

2. Операция асинхронного чтения становится быстрее синхронной на больших объемах информации (более 1 000 тегов). Чтение по одному тегу более эффективно при малых группах (менее 10 тегов). В диапазоне 10÷1000 тегов в группе наиболее быстрыми являются синхронные методы обмена, скорость при этом достигает 80 000 тегов в секунду.

На рис. 4. приведена зависимость пропускной способности (скорости передачи данных) от способа обмена и количества тегов в группе.

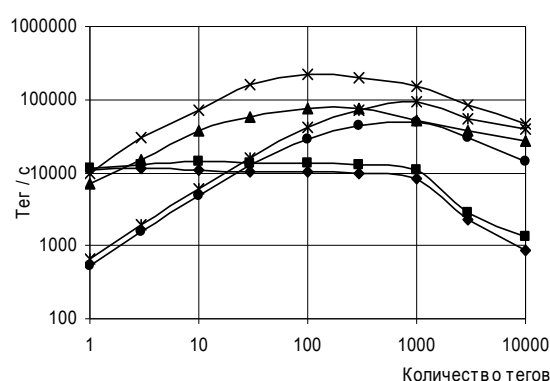


Рис. 4. Зависимость пропускной способности от способа обмена и количества тегов в группе:

—♦— ReadItem —■— WriteItem —▲— SyncRead
—×— SyncWrite —*— AsyncRead —●— AsyncWrite

Характеризуя затраты процессорного времени на 1 тег, можно отметить, что наиболее экономичным является асинхронный способ обмена, если пренеб-

речь затратами времени в диспетчере ОС на переключение контекста потока и буферизацию сообщений. Данные затраты можно оценить только по косвенным признакам. Обмен информацией по 1 тегу является наиболее неэффективным способом.

На рис. 5. приведена зависимость суммарных затрат процессорного времени на один тег от способа обмена и количества тегов в группе.

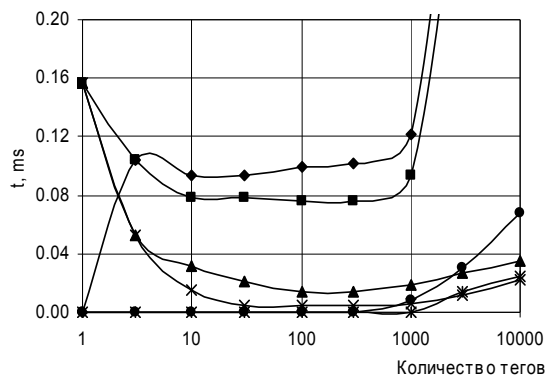


Рис. 5. Зависимость суммарных затрат процессорного времени на один тег от способа обмена и количества тегов в группе:

— ReadItem — WriteItem — SyncRead
— SyncWrite — AsyncRead — AsyncWrite

Выводы

Разработанное ПО, обеспечило управление режимами, измерение первичных показателей и сохранение их в файл для последующей обработки. Обработка результатов измерений, выполненная с помощью функций статистического анализа, позволила сделать ряд важных для практики заключений.

1. Существуют зависимости между пропускной способностью систем на основе OPC-спецификации и затратами процессорного времени, с одной стороны, и способом обмена информацией, количеством передаваемых тегов в одном обмене, с другой. Эти зависимости таковы, что производительность систем ухудшается в десятки и более раз, если обмен организован нерационально.

2. Если актуальной является задача повышения пропускной способности и вычислительной мощности таких систем, то целесообразна разработка адаптивных алгоритмов, которые будут подбирать наиболее эффективный способ обмена. В частных слу-

чаях, когда нагрузка системы динамически не меняется, возможен выбор рациональных режимов взаимодействия клиента с сервером на этапе разработки.

3. Создание таких адаптивных алгоритмов потребует оценки соответствующих затрат времени на выполнение операций.

4. Клиент-серверная система на основе OPC обладает достаточными запасами детерминизма и реактивности, чтобы гарантировать обработку информации с интенсивностью обмена не менее 10 000 тегов в секунду, удовлетворяя при этом требованиями мягкого реального времени. Если предъявляются требования жесткого реального времени, то указанную величину следует уменьшить в несколько раз.

Литература

1. Кузнецов А. SCADA-системы: Программистом можешь ты не быть... // Современные технологии автоматизации. – 1996. – № 1. – С. 32-35.
2. OLE for Process Control [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://opcfoundation.org>.
3. Финогенов К.Т. Программирование измерительных систем реального времени. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 256 с.
4. Проверка и утверждение программ реального времени / Под. ред. Уи. Дж. Квирка. – К.: Наук. думка, 1990. – 216 с.
5. Рихтер Дж. Windows для профессионалов: создание эффективных Win32-приложений с учетом специфики 64-разрядной версии Windows. – С.-Пб.: Питер, 2001. – 752 с.
6. QNX Neutrino Real-time OS: Kernel Benchmark Methodology [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://www.qnx.com>.
7. PC-club [Электрон. ресурс]. – Режим доступа: <http://pcclub.com.ua>.

Поступила в редакцию 4.06.2007

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

УДК 621.311.24 : 629.4.051.2

Д.И. ВОЛКОВ¹, Н.С. ГОЛУБЕНКО², В.В. ДАНИЛОВ¹, С.В. ПОДДУБНЫЙ²,
Г.С. РАНЧЕНКО¹, П.Р. СЕПОЯН³

¹ОАО «Элемент», Одесса, Украина

²ООО «ПКТБ «Конкорд»», Днепропетровск, Украина

³«National Instruments», Москва, Россия

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ВАРИАНТОВ ПОСТРОЕНИЯ ИНФОРМАЦИОННО-УПРАВЛЯЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ВЕТРОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ УСТАНОВКОЙ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Предложена структура информационно-управляющей системы ветроэлектрической установкой (ВЭУ) мощностью 750 кВт на базе программных и технических средств National Instruments, а также рассмотрены некоторые вопросы управления ВЭУ с генераторами на вращающихся лопастях. Выполнен сравнительный анализ вариантов построения этих систем.

ветроэлектрическая установка, информационно-управляющая система, National Instruments, LabView

Введение

В настоящей статье приведены результаты анализа многолетнего опыта ОАО "Элемент" и других разработчиков в области встраиваемых (embedded) информационно-управляющих систем.

Встраиваемые системы и, в особенности, программное обеспечение (software) для встраиваемых систем является одним из наиболее динамично развивающихся направлений.

Встраиваемые системы применяются для управления, контроля, (мониторинга) и диагностики технического состояния ветроэлектрических установок, газотурбинных двигателей и других сложных технических объектов. В большинстве случаев эти системы являются системами реального времени (real-time), к которым предъявляются высокие требования по надёжности и ресурсу.

В данной статье рассматривается вариант построения автоматизированной системы управления (АСУ) ВЭУ ТГ-750 мощностью 750 кВт с генераторами на вращающихся лопастях. ВЭУ ТГ-750 разработана ООО «ПКТБ «Конкорд»» [5], АСУ – ОАО «Элемент» [1, 2]. Конструкция ВЭУ с размещением генераторов на вращающихся лопастях обеспечива-

ет снижение нижней границы «рабочего ветра», то есть повышение эффективности использования ветрового потенциала местности. ВЭУ преимущественно эксплуатируются в районах с большим ветровым потенциалом или в районах с отсутствием традиционных источников электрической энергии, но удалённых территориально и малонаселённых. Поэтому требуется обеспечить максимальную автономность системы управления, то есть работу при минимальном вмешательстве оператора.

1. Формулирование проблемы

При технико-экономическом обосновании выбора варианта построения системы необходимо учитывать не только стоимость её разработки и производства, но также стоимость её обслуживания, возможность последующего наращивания и модернизации.

Несмотря на актуальность данной проблемы в настоящее время на украинском рынке не сформирована единая концепция построения информационно-управляющих систем ветроэлектрических станций. При этом в большинстве случаев вопрос стоимости эксплуатации, наращивания и модернизации систем практически не принимается во внимание. Однако ведущими специалистами определе-

ны основные требования к информационно-управляющим системам, при выполнении которых обеспечивается снижение их стоимости:

- модульное построение системы;
- использование стандартизованных аппаратных средств и программного обеспечения;
- наличие системы встроенного контроля и пользовательской поддержки.

2. Решение проблемы

Структура информационно-управляющей системы ВЭУ [3] с генераторами на вращающихся лопастях имеет некоторые отличительные особенности (рис. 1).

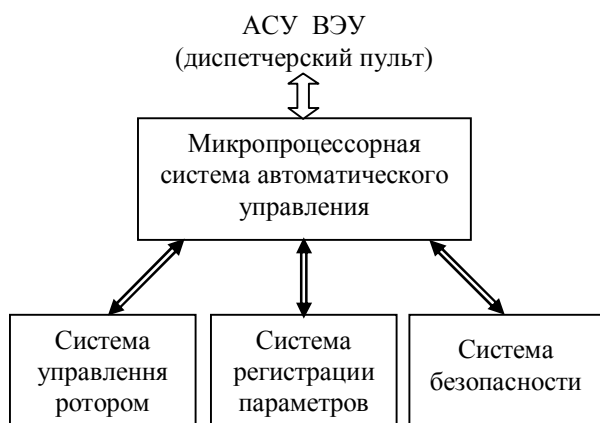


Рис. 1. Структура информационно-управляющей системы ВЭУ с генераторами на вращающихся лопастях

Структура информационно-управляющей системы ВЭУ является распределённой (distributed).

Микропроцессорная система автоматического управления выполняет:

- логическое управление и аварийную защиту ВЭУ;
- управление ориентацией гондолы;
- техническую диагностику ВЭУ;
- обеспечение информационного обмена между системами ВЭУ.

Система управления ротором предназначена для регулирования (ограничения) параметров работы ВЭУ:

- частоты вращения ротора ветроколеса;
- частот вращения турбогенераторов;
- интегрального тока нагрузки.

Система регистрации параметров предназначена для измерения и регистрации параметров турбогенератора вращающейся части ВЭУ: уровня вибрации; частоты вращения; температуры обмоток и подшипников генератора.

Система безопасности предназначена для аварийной защиты ВЭУ по параметрам:

- предельным частотам вращения турбогенераторов и ветроколеса;
- предельным уровням вибрации.

Специалистами ОАО «Элемент» были проанализированы три основных варианта построения АСУ ВЭУ:

- на базе процессорных плат управления и модулей ввода-вывода собственной разработки;
- на базе одноплатных промышленных контроллеров и модулей ввода-вывода;
- с использованием комплексных программно-технических решений.

Рассмотрим достоинства и недостатки этих вариантов (табл. 1).

Итак, при использовании процессорных модулей собственного и промышленного исполнения проблемным является уже аппаратная преемственность. В частности последующие модификации процессорных модулей могут отличаться количеством и назначением контактов, назначением регистров портов ввода-вывода, контроллера прерываний и т.д. Кроме того, возможна программная несовместимость на уровне системы команд. Средства разработки программного обеспечения также претерпевают изменения. У некоторых производителей процессоров средства разработки программного обеспечения платные, то есть переход на следующую версию процессора может сопровождаться дополнительными финансовыми затратами.

Однако следует отметить, что многие современные средства разработки программного обеспечения для процессоров обеспечивают на высоком уровне

Таблица 1

Сравнительный анализ вариантов построения информационно-управляющих систем ВЭУ

Критерий	Вариант построения информационно-управляющих систем ВЭУ		
	на базе процессорных плат управления собственной разработки	на базе одноплатных промышленных контроллеров	с использованием решений комплексной автоматизации*
Уровень преемственности:			
- аппаратных средств	Минимальный	Обеспечивается на программном уровне операционной системой (драйверы устройств)	Обеспечивается на уровне средства разработки программного обеспечения (LabView)
- разработки программного обеспечения	Минимальный	Средний	Максимальный
- операционных систем	-	Минимальный	Максимальный. Обеспечивается переносимость специального программного изделия между операционными системами за исключением системных вызовов
Объём специального программного изделия	Максимальный	Средний	Минимальный
Объём конструкторской документации	Максимальный	Средний	Минимальный
Уровень средств симуляции и удалённой отладки специального программного изделия	Средний	Минимальный	Максимальный
Надёжность, ресурс	Минимальный	Средний	Максимальный
Независимость от разработчика	Максимальный	Средний	Минимальный
* – рассматривается на примере технических средств National Instruments и среды разработки LabView			

программную симуляцию и удалённую отладку.

При использовании одноплатных промышленных контроллеров преемственность обеспечивается лучше за счёт использования для взаимодействия с периферийными устройствами драйверов со стандартизированными программными интерфейсами.

Однако при переходе на новую версию операционной системы совместимость реально не всегда обеспечивается, несмотря на увещания разработчиков на совместимость «сверху вниз». Например, от версии к версии изменяется состав и спецификация системных функций, драйверов и др. Кроме того, претерпевают изменение и средства разработки. Это происходит в частности по той причине, что разработка операционных систем, средств разработки и программных стандартов зачастую выполняется независимыми фирмами или организациями.

При использовании решений комплексной автоматизации большинство перечисленных проблем

отсутствует. Комплексная автоматизация предполагает обеспечение полного спектра технических средств, начиная от модулей ввода-вывода, контроллеров, рабочими станциями, терминалами и заканчивая интегрированными средствами разработки программного обеспечения. Одним из так мировых лидеров на рынке комплексной автоматизации является National Instruments [4].

Технические средства National Instruments предназначены для использования во встраиваемых системах реального времени, работающих в жёстких промышленных условиях.

Контроллеры и модули ввода-вывода National Instruments работают в диапазоне температур -40°C ... $+70^{\circ}\text{C}$ и выполняют функции автоконфигурации, встроенной системы контроля и диагностики, а также отбраковка ложных данных при сбоях и отказах.

Среда программирования LabView обеспечивает прозрачную интеграцию разрабатываемых программ

и технических средств National Instruments и многих других производителей. Язык LabView является независимым от операционных систем, что обеспечивает высокую переносимость программ и, соответственно, минимальные финансовые затраты на его сопровождение. LabView, с одной стороны, имеет обширную библиотеку функций взаимодействия с периферийными устройствами, фильтрации и восстановления сигналов, анализа во временной и частотной области, статистической обработки, алгоритмов (законов) управления. С другой стороны, LabView позволяет с минимальной трудоёмкостью разрабатывать интерактивный пользовательский интерфейс на высоком техническом и эргономическом уровне.

Следующий этап развития средств разработки программного обеспечения является использование CASE-средств автоматизированного проектирования и создания программ (computer-aided software engineering) [4]. Эти средства базируются на использовании абстрактных языков моделирования, например, универсального языка моделирования UML (universal modeling language)/Realtime или языка объектно-ориентированного моделирования реального времени ROOM (real-time object-oriented modeling language). На основе созданных при помощи CASE-средств моделей должна выполняться автоматизированная генерация кода программы на соответствующем языке программирования, например, LabView. При этом значительно снижаются затраты на разработку и тестирование программного обеспечения, а также повышается его надёжность и прозрачность. В настоящее время наблюдается стремительное развитие CASE-средств во многих прикладных областях и для стратегического обеспечения конкурентоспособности на рынке встраиваемых информационно-управляющих систем необходимо оперативно отслеживать эти тенденции.

Заключение

1. Приведена структура информационно-управляющей системы ветроэлектрической установки с турбогенераторами на лопастях ветроколеса.

2. Выполнен сравнительный анализ различных вариантов построения системы и показано, что оптимальным при разработке, эксплуатации и последующей модернизации и наращиванию является использование решений комплексной автоматизации на примере аппаратуры National Instruments.

3. Рассмотрены современные подходы и тенденции развития к разработке программного обеспечения встраиваемых информационно-управляющих систем реального времени.

Литература

1. Разработка и создание комплексной информационно-управляющей системы для ветроэнергетической установки повышенной мощности / Д.И. Волков, В.В. Данилов, В.Ф. Миргород, Г.С. Ранченко, С.В. Поддубный // Современные информационные и электронные технологии: Сб. науч. тр. – Одесса, 2006. – Том. 1. – С. 314-317.
2. Миргород В.Ф., Волков Д.И., Ранченко Г.С., Голубенко Н.С. Моделирование динамики ветроэнергетической установки для задач управления // Моделирование-2006: Сб. тр. конф. – К. – 2006. – С. 327-330.
3. ДСТУ 4037-2001 Ветроэнергетика. Установки электрические ветровые. Общие технические требования.
4. Измерения и Автоматизация. Каталог National, 2006.
5. Голубенко Н.С., Аэродинамические особенности безмультипликаторной турбогенераторной схемы ветроэлектрической установки большой мощности // Материалы IV международной конференции «Нетрадиционная энергетика в XXI веке». – Крым, Гурзуф. – 2003. – С.125-132.

Поступила в редакцию 29.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В.Д. Гогунский, Одесский национальный политехнический университет, Одесса.

УДК 620.92

Ю.Н. ХАРИТОНОВ

Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Украина

СИСТЕМА ИНДИКАТОРОВ ДЛЯ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЯ О РЕКОНСТРУКЦИИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ КОМПЛЕКСОВ

На основе предложенной классификации индикативных показателей разработана система индикаторов для принятия решения о реконструкции энергетических комплексов (на примере системы теплоснабжения).

энергетика, управление проектами, индикаторы реконструкции, система теплоснабжения

Введение

Объекты энергетического комплекса крупных городов и промышленных предприятий Украины находятся в кризисном состоянии, поэтому решение проблем реконструкции крупных энергетических комплексов является актуальным, представляет собой теоретический и практический интерес [1].

Одним из направлений решения данной проблемы является разработка и создание основ теории организации и управления проектами реконструкции [2 – 4 и др.].

1. Формулирование проблемы

Выполненный анализ показывает, что наряду с известными решениями отдельных задач, затрагивающих данную проблематику [2 – 4 и др.], остается нерешенной задача выбора и формирования индикаторов реконструкции энергетических систем.

2. Решение проблемы

В качестве основного метода исследования системы принят метод индикативного анализа, в основу которого положены следующие основные принципы: комплексность подхода, учет внутренних и внешних взаимосвязей объектов исследования, безусловный приоритет социальной стабильности и энергетической безопасности.

Будем считать, что системой индикаторов рекон-

струкции называется множество показателей системы, характеризующих свойства системы и позволяющих оценить степень кризисности ее состояния.

Следует различать понятия: множество индикаторов реконструкции, множество реальных индикативных показателей и множество пороговых индикативных показателей.

$$I_{F(x)} = \begin{cases} 1, x \in F, \text{ условие вероятности реконструкции;} \\ 0, x \notin F, \text{ реконструкция не требуется.} \end{cases}$$

Множеством индикаторов реконструкции будем называть множество условий, которые могут приводить к вероятной потребности в реконструкции.

Вполне очевидно, что множество индикаторов реконструкции характеризуется множеством реальных, численных значений индикативных показателей:

$$I_i^j \equiv \{a_0, a_1, \dots, a_i\}; \quad a_i \in I_i^j.$$

Пороговые индикативные показатели представляют собой множество максимально допустимых значений реальных индикативных показателей:

$$\max I_i^j \equiv \{a_{0\max}, a_{1\max}, \dots, a_{i\max}\};$$

$$a_{i\max} \in \max I_i^j.$$

Каждая из сложных технических систем обладает своим уникальным множеством индикативных показателей и индикаторов реконструкции.

Выполненный анализ позволил синтезировать матрицу индикаторов реконструкции применитель-

но к системе теплоснабжения, которая в общем виде представлена на рис. 1.

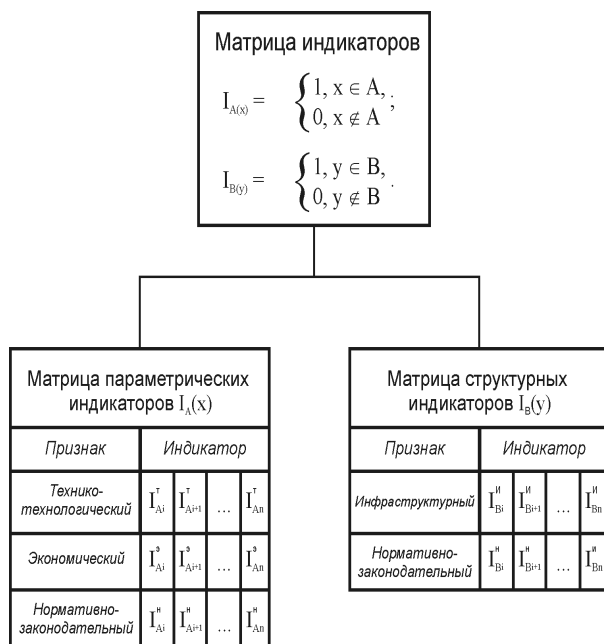


Рис. 1. Матрица индикаторов реконструкции

Матрицу параметрических индикаторов реконструкции формируют технико-технологические, экономические, нормативно-законодательные признаки (условия), которые являются существенными для принятия решения о реконструкции системы.

Технико-технологические признаки включают в себя условия, характеризующие технические параметры системы (КПД котлов, состояние теплотрасс, надежность системы и др.).

Экономические признаки базируются на условии изменения цен на энергетические ресурсы.

Множество нормативно-законодательных индикаторов обусловлено изменением нормативно-законодательной базы (в части параметров системы), решением соответствующих управленческих структур, форс-мажорными обстоятельствами (техногенные катастрофы, землетрясения и др.).

Матрицу структурных индикаторов формируют инфраструктурные и нормативно-законодательные признаки.

Инфраструктурные признаки характеризуют изменения инфраструктуры района, города (строительство дорог, жилых массивов и др.). Нормативно-законодательные признаки формируют множество индикаторов реконструкции в зависимости от изменений нормативно-законодательной базы в части структурных элементов системы, или ее внешнего окружения.

По аналогии с матрицей индикаторов реконструкции можно построить матрицу реальных индикативных показателей и матрицу максимально допустимых значений индикативных показателей. Для удобства дальнейших исследований матрицу реальных индикативных показателей и матрицу максимально допустимых значений индикативных показателей строим в квазидинамической постановке:

$$real M_n = \begin{pmatrix} I_{Ai}^T, I_{Ai+1}^T, \dots, I_{An}^T, \\ \tau=n \quad \tau=n \quad \tau=n \\ I_{Ai}^E, I_{Ai+1}^E, \dots, I_{An}^E, \\ \tau=n \quad \tau=n \quad \tau=n \\ I_{Ai}^N, I_{Ai+1}^N, \dots, I_{An}^N, \\ \tau=n \quad \tau=n \quad \tau=n \\ I_{Bi}^I, I_{Bi+1}^I, \dots, I_{Bn}^I, \\ \tau=n \quad \tau=n \quad \tau=n \\ I_{Bi}^N, I_{Bi+1}^N, \dots, I_{Bn}^N, \\ \tau=n \quad \tau=n \quad \tau=n \end{pmatrix};$$

$$real M_n = \begin{pmatrix} I_{Ai}^T, I_{Ai+1}^T, \dots, I_{An}^T, \\ \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \\ I_{Ai}^E, I_{Ai+1}^E, \dots, I_{An}^E, \\ \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \\ I_{Ai}^N, I_{Ai+1}^N, \dots, I_{An}^N, \\ \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \\ I_{Bi}^I, I_{Bi+1}^I, \dots, I_{Bn}^I, \\ \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \\ I_{Bi}^N, I_{Bi+1}^N, \dots, I_{Bn}^N, \\ \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \quad \tau=n+1 \end{pmatrix};$$

$$\max_{\tau=n} M_n = \begin{pmatrix} \max_{\tau=n} I_{Ai}^T, \max_{\tau=n} I_{Ai+1}^T, \dots, \max_{\tau=n} I_{An}^T \\ \max_{\tau=n} I_{Ai}^{\vartheta}, \max_{\tau=n} I_{Ai+1}^{\vartheta}, \dots, \max_{\tau=n} I_{An}^{\vartheta} \\ \max_{\tau=n} I_{Ai}^H, \max_{\tau=n} I_{Ai+1}^H, \dots, \max_{\tau=n} I_{An}^H \\ \max_{\tau=n} I_{Bi}^u, \max_{\tau=n} I_{Bi+1}^u, \dots, \max_{\tau=n} I_{Bn}^u \\ \max_{\tau=n} I_{Bi}^H, \max_{\tau=n} I_{Bi+1}^H, \dots, \max_{\tau=n} I_{Bn}^H \end{pmatrix}.$$

Очевидно, что разница соответствующих значений элементов матриц $\max_{\tau=n} M_n$ и $\max_{\tau=n+1} M_n$ позволяет отслеживать динамику значений показателей, а деление соответствующих значений элементов матриц $\max_{\tau=n} M_n$ и $\max_{\tau=n+1} M_n$ на соответствующие значения матриц $\max_{\tau=n} M_n$ и $\max_{\tau=n+1} M_n$ определять матрицу кризисности системы по ее индикативным показателям:

$$criz M_n = \begin{pmatrix} \frac{I_{Ai}^T}{\max_{\tau=n} I_{Ai}^T}, \frac{I_{Ai+1}^T}{\max_{\tau=n} I_{Ai+1}^T}, \dots, \frac{I_{An}^T}{\max_{\tau=n} I_{An}^T} \\ \frac{I_{Ai}^{\vartheta}}{\max_{\tau=n} I_{Ai}^{\vartheta}}, \frac{I_{Ai+1}^{\vartheta}}{\max_{\tau=n} I_{Ai+1}^{\vartheta}}, \dots, \frac{I_{An}^{\vartheta}}{\max_{\tau=n} I_{An}^{\vartheta}} \\ \frac{I_{Ai}^H}{\max_{\tau=n} I_{Ai}^H}, \frac{I_{Ai+1}^H}{\max_{\tau=n} I_{Ai+1}^H}, \dots, \frac{I_{An}^H}{\max_{\tau=n} I_{An}^H} \\ \frac{I_{Bi}^u}{\max_{\tau=n} I_{Bi}^u}, \frac{I_{Bi+1}^u}{\max_{\tau=n} I_{Bi+1}^u}, \dots, \frac{I_{Bn}^u}{\max_{\tau=n} I_{Bn}^u} \\ \frac{I_{Bi}^H}{\max_{\tau=n} I_{Bi}^H}, \frac{I_{Bi+1}^H}{\max_{\tau=n} I_{Bi+1}^H}, \dots, \frac{I_{Bn}^H}{\max_{\tau=n} I_{Bn}^H} \end{pmatrix}.$$

Обработывая по определенному правилу значения показателей матриц $\max_{\tau=n} M_n$ и $\max_{\tau=n+1} M_n$ на различных временных интервалах можно получать матрицу прогнозных индикативных показателей:

$$prog M_n = \begin{pmatrix} prog I_{Ai}^T, prog I_{Ai+1}^T, \dots, prog I_{An}^T \\ prog I_{Ai}^{\vartheta}, prog I_{Ai+1}^{\vartheta}, \dots, prog I_{An}^{\vartheta} \\ prog I_{Ai}^H, prog I_{Ai+1}^H, \dots, prog I_{An}^H \\ prog I_{Bi}^u, prog I_{Bi+1}^u, \dots, prog I_{Bn}^u \\ prog I_{Bi}^H, prog I_{Bi+1}^H, \dots, prog I_{Bn}^H \end{pmatrix}.$$

При формировании матриц $criz M_n$ для технико-технологических индикативных показателей можно использовать отношения

$$I_{Ai}^T / norm I_{Ai}^T,$$

где $norm I_{Ai}^T$ – нормативное значение показателя.

Следует различать регулируемые и нерегулируемые индикативные показатели.

Будем считать, что регулируемые индикативные показатели – это множество индикативных показателей, которые устанавливаются лицом, принимающим решение (ЛПР) самостоятельно (например, допустимый уровень цен на топливо, решение об изменении нагрузки и др.).

Нерегулируемые индикативные показатели – это множество индикативных показателей, установленных вне зависимости от решений ЛПР.

Таким образом, можно условно разделить матрицу $\max M_n$ на две матрицы: $\max M_n^{risk}$ и $\max M_n^{norm}$, соответственно можно получать матрицы $criz M_n^{risk}$, $criz M_n^{norm}$:

$$\max M_n^{risk} = \begin{vmatrix} \max risk I_{Ai}^T, \max risk I_{Ai+1}^T, \dots \max risk I_{An}^T \\ \max risk I_{Ai}^{\vartheta}, \max risk I_{Ai+1}^{\vartheta}, \dots \max risk I_{An}^{\vartheta} \\ \max risk I_{Ai}^H, \max risk I_{Ai+1}^H, \dots \max risk I_{An}^H \\ \max risk I_{Bi}^u, \max risk I_{Bi+1}^u, \dots \max risk I_{Bn}^u \\ \max risk I_{Bi}^H, \max risk I_{Bi+1}^H, \dots \max risk I_{Bn}^H \end{vmatrix};$$

$$\max M_n^{norm} = \begin{vmatrix} \max norm I_{Ai}^T, \max norm I_{Ai+1}^T, \dots \max norm I_{An}^T \\ \max norm I_{Ai}^{\vartheta}, \max norm I_{Ai+1}^{\vartheta}, \dots \max norm I_{An}^{\vartheta} \\ \max norm I_{Ai}^H, \max norm I_{Ai+1}^H, \dots \max norm I_{An}^H \\ \max norm I_{Bi}^u, \max norm I_{Bi+1}^u, \dots \max norm I_{Bn}^u \\ \max norm I_{Bi}^H, \max norm I_{Bi+1}^H, \dots \max norm I_{Bn}^H \end{vmatrix};$$

$$criz M_n^{risk} = \begin{vmatrix} \left(\frac{risk I_{Ai}^T}{\tau=n} \right), \left(\frac{risk I_{Ai+1}^T}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{risk I_{An}^T}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{risk I_{Ai}^{\vartheta}}{\tau=n} \right), \left(\frac{risk I_{Ai+1}^{\vartheta}}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{risk I_{An}^{\vartheta}}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{risk I_{Ai}^H}{\tau=n} \right), \left(\frac{risk I_{Ai+1}^H}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{risk I_{An}^H}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{risk I_{Bi}^u}{\tau=n} \right), \left(\frac{risk I_{Bi+1}^u}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{risk I_{Bn}^u}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{risk I_{Bi}^H}{\tau=n} \right), \left(\frac{risk I_{Bi+1}^H}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{risk I_{Bn}^H}{\tau=n} \right) \end{vmatrix};$$

$$criz M_n^{norm} = \begin{vmatrix} \left(\frac{norm I_{Ai}^T}{\tau=n} \right), \left(\frac{norm I_{Ai+1}^T}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{norm I_{An}^T}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{norm I_{Ai}^{\vartheta}}{\tau=n} \right), \left(\frac{norm I_{Ai+1}^{\vartheta}}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{norm I_{An}^{\vartheta}}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{norm I_{Ai}^H}{\tau=n} \right), \left(\frac{norm I_{Ai+1}^H}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{norm I_{An}^H}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{norm I_{Bi}^u}{\tau=n} \right), \left(\frac{norm I_{Bi+1}^u}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{norm I_{Bn}^u}{\tau=n} \right) \\ \left(\frac{norm I_{Bi}^H}{\tau=n} \right), \left(\frac{norm I_{Bi+1}^H}{\tau=n} \right), \dots \left(\frac{norm I_{Bn}^H}{\tau=n} \right) \end{vmatrix}.$$

Такая классификация индикативных показателей позволяет проводить прагматичную корректировку части показателей матриц $\max M_n$ и $criz M_n$, обеспечивая тем самым их «ужесточение» или «смягчение».

В методическом плане такое формирование матриц индикативных показателей позволяет получать более строгую картину действительного состояния энергетических комплексов и анализировать предметное поле управления при формировании проекта реконструкции сложных технических систем. Так, например, используя регулируемые индикативные показатели, можно смещать срок начала реконструкции системы, производя при этом накопление соответствующих ресурсов и др.

Визуализация процесса исследования критических показателей системы приведена на рис. 2.

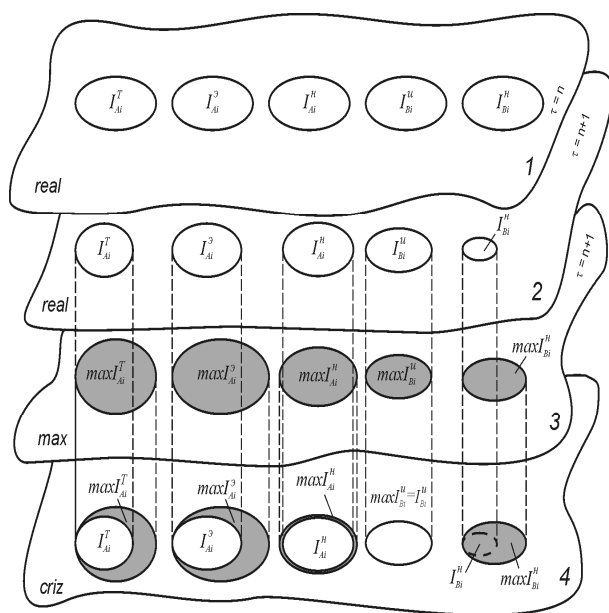


Рис. 2. Визуализация процесса исследования критических показателей системы

Следует отметить, что на плоскости 4 представлены модификации диаграммы Эйлера – Венна, относительно проблем реконструкции системы, которые позволяют производить визуализацию классификационных признаков сложных технических систем по степени критичности их индикативных показателей. Особое значение представленная модификация диаграммы Эйлера – Венна важна при организации диалоговых систем применимых в управлении проектами реконструкции сложных технических систем.

Заключение

Разработанная система индикативных показателей позволяет оценивать степень кризисности системы и обеспечивает принятие решения о необходимости ее реконструкции.

Литература

1. Гершкович В.Ф., Йеремиассен П., Камструп Й. Промышленность Украины: путь к энергетической эффективности. – К.: Энергетический Центр Европейского Союза, 1995. – 199 с.
2. Кини Р.Л., Райфа Х. Принятие решений при многих критериях: предпочтения и замещения / Пер. с англ.; Под ред. И.Ф. Шахнова. – М.: Радио и связь, 1981. – 560 с.
3. Мелентьев Л.А. Научные основы теплофикации и энергоснабжения городов и промышленных предприятий: Избр. тр. – М.: Наука, 1993. – 364 с.
4. Сеннова Е.В., Сидлер В.Г. Математическое моделирование и оптимизация развивающихся теплоснабжающих систем. – Новосибирск: Наука, 1987. – 291 с.
5. Ценологическое определение параметров электропотребления многономенклатурных производств / Б.И. Кудрин, Б.В. Жилин, О.Е. Лагуткин, М.Г. Ошурков. – Тула: Приокское книжное изд-во, 1994. – 122 с.
6. Энергетика России в переходный период. Проблемы и научные основы развития и управления / Под ред. А.П. Меренкова. – Новосибирск: Наука, 1996. – 359 с.

Поступила в редакцию 5.05.2007

Рецензент: д-р техн. наук, проф. К.В. Кошкин, Национальный университет кораблестроения им. адмирала Макарова, Николаев.

УДК 629.7.03.036.3.001.42

К. МАРАВИЛЛА ХЕРРЕРА*Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***МОНИТОРИНГ ВЫРАБОТКИ РЕСУРСА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ
ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕЙ СТАНЦИИ**

Приведены результаты мониторинга выработки ресурса лопатки газотурбинного двигателя, эксплуатировавшегося в течение года на газоперекачивающей станции. Показана зависимость скорости выработки ресурса от вырабатываемой мощности и сезона.

газотурбинный двигатель, лопатка турбины, мониторинг ресурса

Одним из путей повышения экономической эффективности конверсионных ГТД в составе газоперекачивающих агрегатов является предельно полное и безопасное использование их ресурсных возможностей, недопущение снятия исправных двигателей по ресурсным ограничениям и недопущение перехода их деталей в предельное прочностное состояние до истечения назначенного ресурса. Важное место в решении этой проблемы отводится повышению точности и достоверности мониторинга выработки ресурса двигателя, учету в ходе мониторинга условий нагружения деталей двигателя [1].

Зависимость темпа выработки ресурса детали от температуры и напряжений, а также известные трудности прямого измерения этих величин, привели к использованию расчетных методов их определения по данным, получаемым в ходе регистрации параметров рабочего процесса двигателя. Использование для выполнения таких расчетов сопряженных конечно-элементных моделей газодинамических, механических, тепловых и других процессов, определяющих темп выработки ресурса, приводит к неадекватному увеличению времени обработки данных и снижению вычислительной надежности системы управления. В связи с этим получили распространение, так называемые, мониторинговые, упрощенные, модели этих процессов, идентифицируемые по моделям высокого уровня [2].

Цель работы – проведение экспресс-анализа

выработки ресурса рабочей лопатки турбины высокого давления газотурбинного двигателя компрессорной станции магистрального газопровода.

В качестве исходной информации использованы результаты регистрации в течение календарного года с интервалом в 1 час частоты вращения ротора высокого давления n , температуры за турбиной низкого давления $T_{ТНД}$, температуры за компрессором высокого давления $T_{КВД}$, температуры воздуха на входе в двигатель.

Использовались мониторинговые модели: абсолютной температуры газа перед рабочим колесом:

$$T_{PK} = C T_{ТНД},$$

температуры лопатки:

$$t = T_{КВД} + \Theta(T_{PK} - T_{КВД}),$$

напряжения в рабочей лопатке:

$$\sigma = \sigma_N \left(\frac{n}{n_N} \right)^2,$$

относительной скорости выработки ресурса:

$$\eta = \left[\frac{\sigma}{\sigma_{дл}(t)} \right]^{m(t)} / \left[\frac{\sigma_N}{\sigma_{дл}(n_N)} \right]^{m(t_N)},$$

где $\sigma_{дл}(t)$ – предел длительной прочности для 10^4 часов; $m(t)$ – показатель степени в модели долговечности материала (времени до разрушения):

$$\tau_p = A \sigma^{-m(t)},$$

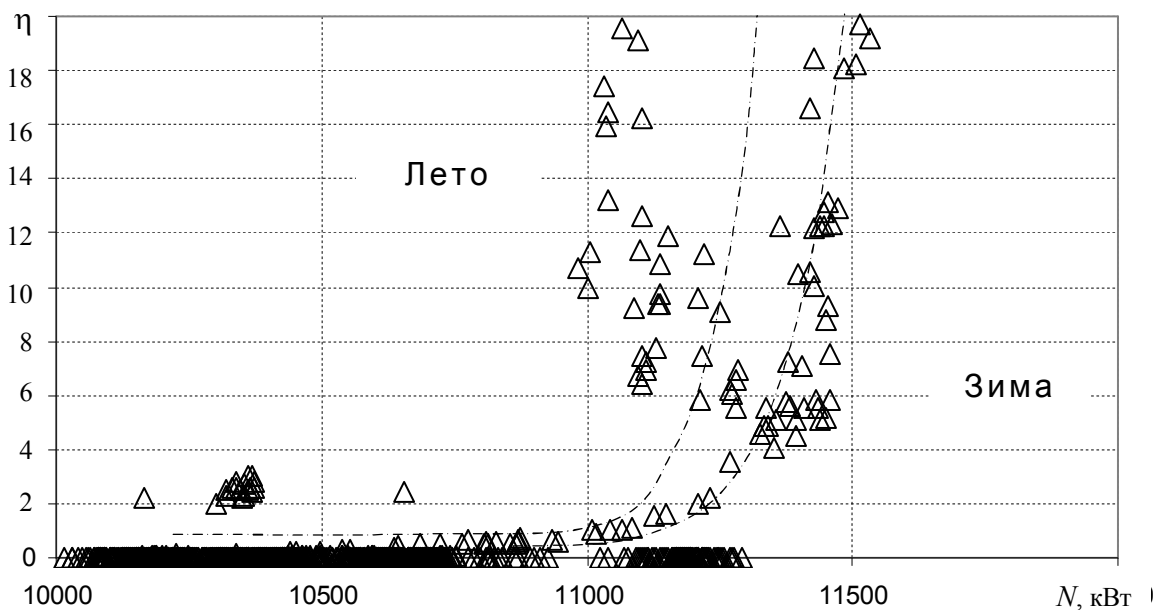


Рис. 1. Результаты мониторинга выработки ресурса

индекс N относит отмеченные величины к режиму номинальной мощности (11 000 кВт) при стандартных условиях.

Идентификация мониторинговых моделей по моделям верхнего уровня дала значения:

$$C = 1,42; \quad \Theta = 0,5; \quad \sigma_N = 180 \text{ МПа.}$$

На рис. 1 и 2 результаты мониторинга представлены в виде зависимостей относительной скорости выработки ресурса от мощности, передаваемой га-

зоперекачивающему агрегату и температуры окружающего воздуха. Выработка ресурса резко возрастает при превышении номинальной мощности. При этом выработка одинаковой мощности в летний период сопровождается в 10...30 раз большим расходом ресурса, чем в зимний период.

Литература

1. Регрессионные модели нагружения деталей газотурбинного двигателя в автоматизированной системе контроля выработки его ресурса / А.Н. Ветров, П.В. Королев, А.В. Тарасенко, А.С. Якушенко // Проблемы управления технической эксплуатацией авиационной техники: Сб. науч. тр. – К.: КМУГА. – 1997. – С. 32-37.
2. Олейник А.В., Симбирский Д.Ф., Шереметьев А.В. Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД // Авіаційно-космічна техніка та технологія. – Х.: ХАІ. – 2005. – № 10 (26). – С. 37-41.

Поступило в редакцию 1.06.2007

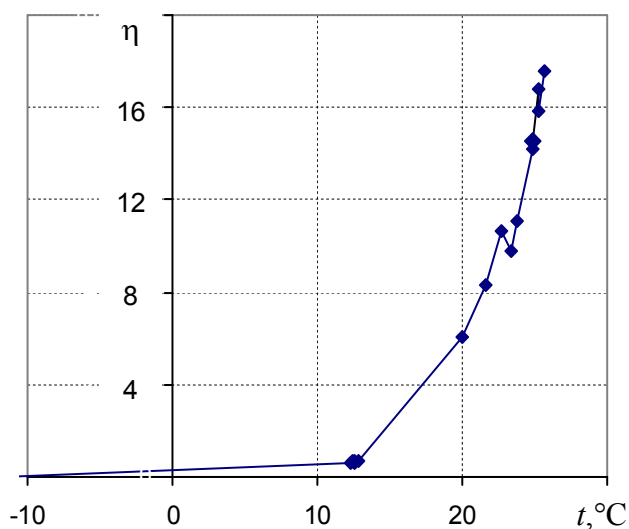


Рис. 2. Зависимость выработки ресурса от температуры воздуха на входе в двигатель

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