

2. Исследование характеристик капиллярного впитывания фитилей тепловых труб / М.Г.Семена, А.Г.Косторной, А.Н.Гершуни и др.- Инженерно-физический журнал, 1974, т.27, №6, с.1009-1014.
3. Развитие исследований по теории фильтрации в СССР.- М.:Наука, 1969. - 546 с.
4. Белоусов А.И., Изжеуров Е.А., Сетин А.Д. Исследование гидродинамических и фильтровальных характеристик пористого материала МР.- В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев:КуАИ, 1975, вып. 2, с.70-79.
5. Аптекарь Б.Ф., Баум Я.М., Сербин В.И. Низкотемпературные тепловые трубы.- В сб.: Теплофизические исследования. Обнинск, 1980, ч.1, с.5-41.
6. Жижкин А.М., Изжеуров Е.А., Онуфриенко А.И. Изготовление цилиндрических фитилей тепловых труб из пористого материала МР.- В сб.: Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Куйбышев:КуАИ, 1985, с.20-24.

УДК 629.7.036.017.1:621.452.3.017

К.А.Жуков, В.А.Кочуров, С.Я.Селезнев

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ГТД ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ ПО СОСТОЯНИЮ

Академиком Н.Д.Кузнецовым неоднократно подчеркивалось, что высокий уровень конструкционной прочности авиационных газотурбинных двигателей (ГТД), как и других изделий машиностроения, определяется всеми этапами их жизненного цикла: проектированием, доводкой, производством и эксплуатацией. Чем выше научно-технический уровень решений в процессе выполнения этих этапов, тем выше прочность изделий.

В статье рассмотрены два метода диагностирования ГТД в эксплуатации:

диагностика состояния узлов проточной части по термогазодинамическим (ТГД) параметрам двигателей;

определение запаса газодинамической устойчивости (ГДУ).

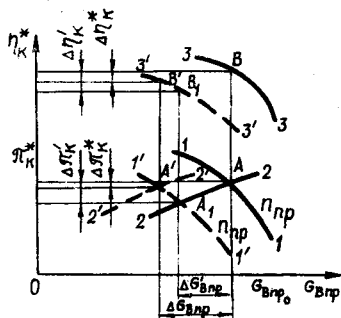
Метод диагностирования проточной части ГТД по ТГД-параметрам разработан с учетом следующих требований: осуществление диагностиро-

вания на базе имеющегося набора штатных измеряемых параметров двигателя; определение поврежденных узлов на ранней стадии их развития; возможность дифференцирования неисправности по узлам проточной части.

Особенностью математических моделей ГТД, используемых для составления методов диагностики, является то, что в них учтены деформации характеристик компрессора и турбины, имеющие место при изменении состояния узлов в сравнении с первоначальным.

В качестве признаков неисправностей узлов в математическую модель ГТД введены одновременно показатели смещения двух его характеристик: для компрессоров - смещение напорной характеристики по расходу воздуха и характеристики КПД; для турбин - характеристики КПД и пропускной способности. Исследования показали, что при изменении компрессора происходит смещение напорных характеристик в сторону меньших расходов воздуха (рис.1), смещение характеристик КПД в сторону его уменьшения и изменение положения линии рабочих режимов, так что исходной рабочей точке A соответствует точка A' на смещенной напорной характеристике (точки B и B' на характеристике КПД). Изменение параметров процесса сжатия, вызванное деформацией характеристик компрессора, составляет $\Delta G_{впр}$, $\Delta \pi_K^*$ и $\Delta \eta_K$. В итоге линейная математическая модель турбовальной двигателя приобретает вид

$$\begin{vmatrix} \delta \Pi_1 \\ \delta \Pi_2 \\ \vdots \\ \delta \Pi_n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{\Pi_1} G'_B, \dots, K_{\Pi_1} \eta'_{ТНД} \\ K_{\Pi_2} G'_B, \dots, K_{\Pi_2} \eta'_{ТНД} \\ \vdots \\ K_{\Pi_n} G'_B, \dots, K_{\Pi_n} \eta'_{ТНД} \end{vmatrix} \cdot X$$



Р и с. 1. Схема смещения характеристик и рабочих точек компрессора при изменении его состояния: 1-1, 2-2, 3-3, 1'-1', 2'-2', 3'-3' - исходное и смещенное положение напорной характеристики, линии рабочих режимов и характеристик КПД; $\Delta G_{впр}$, $\Delta \pi_K^*$, $\Delta \eta_K$ - величина смещения характеристик; $\Delta \pi_K^*$, $\Delta G_{впр}$, $\Delta \eta_K$ - суммарное изменение степени повышения давления, расхода воздуха и КПД компрессора

$$\left\{ \delta G'_B, \delta \eta'_K, \delta F_{сж}, \delta \eta'_{ТВД}, \delta A'_{ТНД}, \delta \eta'_{ТНД} \right\}^T (1)$$

где $\delta \Pi_1, \delta \Pi_2$ - относительные изменения измеряемых термогазодинамических параметров; $\delta G'_B, \delta \eta'_K, \delta F_{сж}, \delta \eta'_{ТВД}, \delta A'_{ТНД}, \delta \eta'_{ТНД}$ - относительные изменения первичных параметров узлов проточной части: положения напорных характеристик компрессора и его КПД, площади сопловых аппаратов и КПД турбины высокого давления, расходной характерис-

тики и КПД турбины низкого давления; $K_{\eta_j \xi_i}, K_{\eta_j \zeta_i}$ - коэффициенты взаимного влияния измеряемых и первичных параметров.

В качестве узлов проточной части турбовального двигателя рассматривались: компрессор, турбина компрессора и свободная турбина. Состояние проточной части двигателя характеризуется, таким образом, шестью переменными, и для определения состояния любого узла достаточно определить значения двух переменных, относящихся к этому узлу.

В качестве отдельных узлов двухконтурных двигателей рассматривались часть вентилятора, работающая на наружный контур, компрессоры низкого, среднего и высокого давления, турбины высокого, среднего и низкого давления и параметр, характеризующий принцип регулирования давления в наружном контуре. Таким образом, при условии, что каждый из узлов ТРДД характеризуется двумя первичными переменными, вся проточная часть двухвального ТРДД описывается одиннадцатью переменными, а трехвального - пятнадцатью.

Учитывая независимость первичных параметров, на основании уравнения (1) отклонение любого измеряемого параметра при изменении состояния какого-либо узла проточной части можно выразить через первичные параметры этого узла:

$$\delta \Pi_j = K_{\eta_j \xi_i} \delta \xi_i + K_{\eta_j \zeta_i} \delta \zeta_i, \quad (2)$$

где $\delta \Pi_j$ - относительное изменение j -го измеряемого параметра
 $\delta \xi_i, \delta \zeta_i$ - относительные изменения первичных переменных i -го узла;

$K_{\eta_j \xi_i}, K_{\eta_j \zeta_i}$ - коэффициенты взаимного влияния параметров.

Алгоритм дифференцирования неисправностей по узлам проточной части составлен в предположении о том, что число диагностических признаков не менее трех. Это согласно уравнению (2) дает избыточную информацию о состоянии отдельно взятого узла. Действительно, при наличии трех диагностических признаков можно составить три уравнения типа (2), из которых можно образовать три параллельные матрицы второго порядка. Сопоставление решений, полученных из параллельных матриц, дает возможность определить дефектный узел, для которого

$$\begin{cases} \delta \xi_{i_1} - \delta \xi_{i_2} = \min; \\ \delta \zeta_{i_1} - \delta \zeta_{i_2} = \min, \end{cases} \quad (3)$$

где $\delta \xi_{i_1}, \delta \xi_{i_2}, \delta \zeta_{i_1}, \delta \zeta_{i_2}$ - соответственно смещения характеристик производительности и КПД i -го узла, найденные по двум параллельным матрицам.

Для повышения достоверности определения дефектного узла к условию (3) в алгоритм добавляется условие

$$\delta C'_B < 0, \delta \eta'_K < 0, \delta F_{Ca} > 0, \delta \eta'_T < 0. \quad (4)$$

Условие (4) соответствует физике происходящих при дефектах узлов изменений их характеристик.

Условия (3) и (4) позволяют четко выделить дефектный узел и определить количественно степень повреждения. При этом дефект обнаруживается при сравнительно небольшом отклонении измеряемых параметров от их базовых значений, которые могут быть существенно ниже принятых в настоящее время допусков на параметры. Последнее объясняется тем, что дефект обнаруживается не по одиночным параметрам, а по их одновременному совместному изменению.

Разработанный алгоритм был апробирован на ряде дефектов двухконтурных двигателей двух- и трехвальной схемы. Во всех случаях дефекты были определены однозначно.

При эксплуатации ГТД по техническому состоянию возникает необходимость в оценке запаса газодинамической устойчивости (ГДУ) двигателей.

Известные методы /2/ определения запаса ГДУ в условиях эксплуатации оказываются неприемлемыми вследствие значительной трудоемкости, высоких тепловых и механических нагрузок на лопатки и другие элементы двигателей.

Разработанный метод определения ГДУ лишен этих недостатков. Достижение границы устойчивости осуществляется путем кратковременного (порядка 0,05 с) дросселирования входного сечения двигателя. В этом случае на входе в компрессор увеличиваются потери полного давления, расход воздуха через двигатель снижается при практически неизменной частоте вращения ротора. Происходит кратковременный рост температуры газов перед турбиной при ее сравнительно низком исходном уровне температуры (порядка 50 градусов), возрастает тепловое сопротивление камеры сгорания, и, как следствие, увеличивается степень повышения давления в компрессоре. В результате рабочая точка в поле характеристики компрессора смещается по напорной линии к границе устойчивости. Величина смещения рабочей точки зависит от глубины дросселирования.

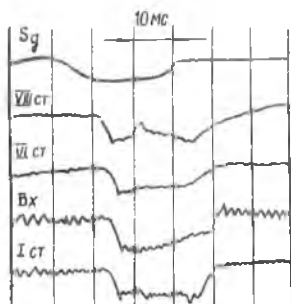
Преимущество предложенного метода заключается в том, что конструкция ГТД остается без изменений, трудоемкость испытаний невелика, тепловые и механические нагрузки на двигатель незначительны.

Устройство выполнено в виде концентрических колец аэродинамического профиля, два ряда которых в процессе работы сближаются друг с другом в осевом направлении.

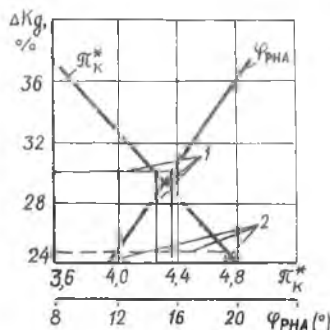
Установлена зависимость между смещением рабочей точки компрессора, аэродинамической характеристикой дросселирующего устройства и параметрами импульса возмущения. Разработана методика определения запаса устойчивости по величине частоты вращения ротора, соответствующей началу срывных явлений при выбранной степени дросселирования.

С помощью дросселирования на входе получены сравные явления различной степени развития. В пределах выбранного диапазона частот вращения начало срыва компрессора проявляется в виде одиночного отклонения полного давления потока без последующего развития в помпаж (рис.2). Внешне он проявляется как слабый хлопок, который и является признаком неустойчивой работы.

Методика апробирована на ГТД ТВ2-117 вертолетов Ми-8 в процессе подконтрольной эксплуатации 40 двигателей. Получены зависимости величин запаса устойчивости ΔK_y от уровня настройки регулятора установки лопаток РНА ($\varphi_{РНА}$), а также от степени повышения давления воздуха в компрессоре (π_K^*) (рис.3). Установлено, что запас устойчи-



Р и с. 2. Характер срывных явлений в компрессоре при дросселировании. Хлопок (затухающий срыв) ($\pi_{TKPR} = 93,8\%$): S_g - ход дросселирующего элемента; $B_x, I_{ст}, V_{ст}, V_{от}$ - скоростной напор на входе и по ступеням



Р и с. 3. Индивидуальная настройка двигателя (РНА) по величине запаса устойчивости: 1 - среднестатистические значения; 2 - рекомендуемые значения

вости партии двигателей можно снизить со среднестатистического значения, равного 30%, до уровня 25%, что допустимо. При этом произойдет увеличение степени повышения давления в компрессоре и, следовательно, уменьшение удельного расхода топлива (\bar{c}_e) примерно на 3%, а также увеличение удельной мощности $N_{уд}$ двигателя на 7%.

Предлагаемый способ определения запасов устойчивости в эксплуа-

Указанных условиях рекомендуется применять для индивидуальной настройки двигателей на заданную величину запаса устойчивости с целью существенного увеличения мощности и снижения расхода топлива.

Библиографический список

1. Ахмедзянов А.М., Дубровский И.Г., Тунаков А.П. Диагностика состояния ВРД по термстатодинамическим параметрам. - М.: Машиностроение, 1983. - 206 с.
2. Арьков Ю.Г., Ахмедзянов А.М. Анализ способов оценки запаса устойчивости компрессора серийного ТРД. - В кн.: Испытания авиационных двигателей. Уфа: УАИ, 1972, с. 131-137.

УДК 62-75.001.2/045/

В.Д.Каганов

ПРИМЕНЕНИЕ ОБОБЩЕННОЙ МОДЕЛИ НАДЕЖНОСТИ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЗЕРВИРОВАНИЯ

Резервирование как один из основных приемов обеспечения надежной работы неремонтируемых изделий исследовано весьма детально [1,2]. Существующие методы проектирования предусматривают оптимизацию резервирования. При этом рассматриваются вопросы оптимизации уровня резервирования (элемент, блок, система) и количества резервируемых участников схемы, а также его кратность и логика. Решаются задачи оптимизации с учетом ограничивающих факторов (стоимости, массы, габаритов и т.п.), любой из которых рассматривается в этом случае как затраты. В процессе решения этих задач исследуются экстремумы функции, устанавливающей взаимосвязь между количеством резервируемых элементов системы, ее надежностью и затратами на ее создание и эксплуатацию [3].

Исследуемые уравнения получаются на основе существующих методов расчета резервирования и известной разработчику изделия информации о зависимости затрат от уровня, кратности и логики резервирования.

Информация о зависимости затрат от технических характеристик резервирования отражает реальные стоимостные или физические (конструктивные) соотношения и, как правило, является достоверной. Расчет надежности сложных систем (изделий) проводится с применением структурных