

В.М.Капранов, Р.Б.Скворцов

ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ МЕХАНИЧЕСКОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ  
НА ВИБРОНАПРЯЖЕННОСТЬ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНЫ  
АВИАЦИОННОГО ГТД ПОДРОБНЫМ АНАЛИЗОМ  
СИГНАЛОВ ТЕНЗОРЕЗИСТОРОВ

Широкополосные случайные пульсации газового потока и периодическое возбуждение гармониками, кратными частоте вращения роторов, вызывает в лопатке газотурбинного двигателя ГТД сложные многокомпонентные случайные колебания. Лопатка как механическая колебательная система интенсивно отзывается на широкополосную пульсацию в зонах собственных частот колебаний. Высокие переменные напряжения могут возникнуть как от детерминированных (кратных) возбудителей, так и от случайных пульсаций. Особенно опасны резонансные условия.

Эксплуатационную работоспособность лопаток по усталостной прочности определяют величины амплитуд колебаний, представляющие собой случайную сумму амплитуд гармоник с различными фазами, а также случайных колебаний, вызываемых пульсациями. Осциллограммы таких вибраций лопаток дают представление о сложности их характера, а анализ сдерживается из-за трудностей ручной расфифровки.

В практике проектирования и доводки лопаточных венцов часто встречаются случаи, когда сочетание частот колебаний лопаток по основному тону и частоте вращения ротора таково, что отстройка лопатки из-за большого разброса собственных частот колебаний не представляется возможной.

Постановка демпферов-пластинок позволяет изменить спектр собственных частот колебаний лопаток и повысить их логарифмический декремент. Демпфер, прижимаемый к полкам центробежными силами, поглощает энергию колебаний лопаток, возникающую от сухого трения демпферов с полками двух соседних лопаток.

Приближенная расчетная оценка необходимой массы демпфера определяется следующим образом:

$$P_d \geq \frac{P_{Gv}^2(\gamma_v) J_2(\gamma_v)}{\omega^2 R^* f_{mp} \xi(\gamma_v)} \int_{\gamma_1}^R F(\gamma) \int_{\gamma_1}^{\gamma} \int \frac{\bar{M}_2(\gamma_2)}{E J_2(\gamma_2)} d\gamma_2 d\gamma_1 d\gamma. \quad (1)$$

б



в



Р и с. 1. Тензограмма динамической нагруженности лопатки турбины авиационного ГТД:  
а - отметки частоты вращения ротора; б - отметка времени; в - сигналы тензорезисто-  
ров

Здесь  $\omega$  - частота вращения ротора;  $R^*$  - радиус расположения демпфера;  $f_{mp}$  - коэффициент трения между поверхностями демпфера и полкой лопатки;  $\rho$  - круговая частота колебаний лопатки по основной форме;  $F(z)$  - переменная по высоте площадь сечения лопатки;  $\sigma_v(z_v)$  - средний уровень переменных напряжений, измеренных в прикорневом сечении незадемпфированной лопатки (радиус сечения  $z_v$ );  $\zeta(z_v)$  - координата тензометрируемой точки профиля сечения лопатки в главных осях  $\eta$ ,  $\xi$  с радиусом расположения  $z_v$ ;  $J_2(z)$  - минимальный главный момент инерции сечения лопатки;  $M_v$  - относительный изгибающий момент в сечении лопатки (из расчёта лопатки на вибрацию).

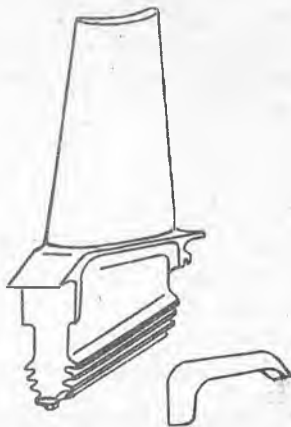
Необходимое для демпфирования проскальзывание происходит при массе демпфера меньшей определяемого по формуле (I).

Исследование эффективности демпферов производится способами регистрации электрических сигналов, позволяющими осуществлять аппаратную обработку, включающими в себя спектральный и амплитудный анализы [1].

Изучение колебаний рабочих лопаток турбины авиационного ГТД производится в стендовых условиях. Одна часть лопаток устанавливается без демпферов, другая снабжена демпферами различной массы. Перед сборкой двигателя лопатки препарируются жаростойкими проводящими тензорезисторами. Электрические сигналы тензорезисторов через токосъемное устройство передаются на усилитель и магнитный регистратор. Измерительный тракт обеспечивает исследование частоты от 20 до 10000 Гц. Измерение наибольших амплитуд сходных участков осциллограмм показывает, что постановка демпферов приблизительно в два раза снизила максимальный уровень переменных напряжений.

Спектральный анализ производится при помощи аналогового гетеродинного анализатора последовательным анализом фильтром  $\Delta f = 10$  Гц, время осреднения  $t$  равно 10 с, диапазон частот от 20 до 10000 Гц.

12-7384



Р и с. 2. Лопатка турбины с демпфером сухого трения коробчатого типа

Время получения одной спектрограммы равно 190 минутам. Спектры получены при колебаниях лопаток на фиксированных оборотах двигателя. Время реализации случайного процесса 7 секунд (рис.3).

По спектрограмме видно, что лопатки с демпферами различных масс в одних и тех же условиях испытывают меньшие вибрационные напряжения, чем лопатки без демпферов. Величины составляющих амплитуд колебаний на всех частотах отличаются не более, чем на 10 децибелл. Используемые демпферы, судя по спектру, снижают уровни напряжений не только по основному тону колебаний.

Из спектрограмм, при условии равномерной интенсивности случайных пульсаций в полосе первой собственной частоты колебаний лопатки, можно получить примерную оценку величины логарифмического декремента колебаний. Логарифмические декременты подсчитывались по работе [2]

$$\delta = \frac{\pi, \Delta f_{рез} 0.5}{\sqrt{3} f_{рез}}$$

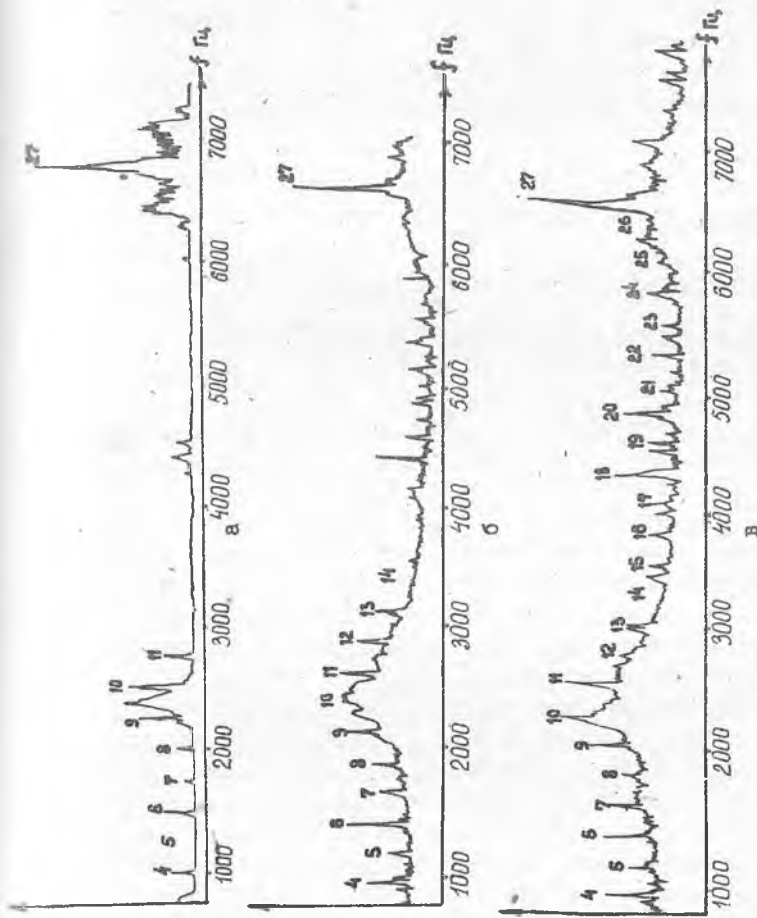
где  $f_{рез}$  - резонансная частота колебаний лопатки, полученная по спектрограмме;  $\Delta f_{рез}$  - ширина резонансного пика в герцах на половине его высоты.

Значения логарифмического декремента колебаний лопаток по-разному задемпфированных показаны в таблице.

Величины логарифмических декрементов лопаток

Характер демпфирования / Режим двигателя	Лопатки без демпферов	Лопатки с демпфером меньшей массы	Лопатки с демпфером большей массы
0,97	0,041	0,210	0,120
1,0	0,037	0,240	0,140

Как видно из таблицы, демпфирование лопаток с демпферами различных типов отличается от демпфирования лопаток без демпферов. Представленный способ расчета позволяет установить примерную массу такого демпфера.



Р и с. 3. Спектрограммы лопаток. Ось ординат - величина среднего квадратического значения переменного сигнала в логарифмическом масштабе, ось абсцисс - частота колебаний в линейном масштабе: а - лопатка без демфера; б - лопатка с демфером 2-го типа; в - лопатка с демфером 1-го типа

## Л и т е р а т у р а

1. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов.—М.: Мир, 1971.
2. Писаренко Г.С. и др. Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов.—Киев: Наукова думка. 1974.

УДК 62-762.4:532.526.75

В.Л.Карасев, М.В.Краев, В.В.Никитин

### ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛАВАЮЩЕГО КОЛЬЦА ЩЕЛЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Наиболее ответственным видом уплотнения насосов является щелевое уплотнение с плавающим кольцом, обычно устанавливаемое по буртам центробежных колес для поддержания высокого и стабильного значения объемного к.п.д. Основным условием, при котором реализуются преимущества плавающих уплотнений, является способность кольца центрироваться относительно вращающегося вала. Это выполняется при значении гидродинамической центрирующей силы в кольцевом зазоре, всегда превышающей величину суммарных сил трения на контактной поверхности между неподвижным корпусом и кольцом.

Методы расчета плавающих колец щелевых уплотнений обычно сводятся к статическому расчету сил, действующих на плавающее кольцо. Расчет динамических характеристик производится либо для сухого трения, либо для линейного жидкостного трения на контактной поверхности кольца [1]. На практике режим работы уплотнения определяется суммарным воздействием сил сухого и жидкостного трения [2]. Для нормальной работы уплотнения амплитуда колебаний кольца относительно вала не должна превышать величины радиального зазора  $h_0$  (рис.1).

Уравнение относительного движения плавающего кольца массой  $m$ , расположенного над валом (буртом), который совершает гармонические колебания с заданной амплитудой и частотой, совпадающей с его угловой скоростью, запишется:

$$m \frac{d^2 X_a}{dt^2} + K_n \frac{dX_a}{dt} + R_{срп} + K_g \frac{dX_z}{dt} + K_{ср.} X_z = mg \left( \frac{t}{g} \sin \varphi \right), \quad ( I )$$