

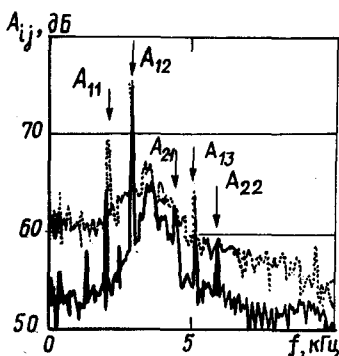
МОДЕЛИРОВАНИЕ СПЕКТРА КРОМОЧНЫХ СЛЕДОВ  
ДЛЯ ДИАГНОСТИКИ ОСВОВОГО КОМПРЕССОРА

Возрастающие требования к эффективности и экономичности двигателей определяют необходимость использования режимов их работы с максимальными КПД. Эти режимы расположены, как правило, в непосредственной близости к границе газодинамической устойчивости. Это определяет важность и актуальность разработки методов, обеспечивающих надежное обнаружение режимов работы двигателя, опасно близких к границе газодинамической устойчивости (ГДУ).

Снижение запасов по ГДУ в большинстве случаев происходит из-за уменьшения расхода воздуха, протекающего через ступень компрессора. Это приводит к отклонению условий обтекания лопаток от расчетных и развитию срывных течений.

Экспериментальные исследования аэродинамических явлений в решетках турбомашин свидетельствуют о том, что параметры и форма кромочных следов за лопатками определяются их нагруженностью и режимом обтекания /1, 2/. В свою очередь, параметры и форма кромочных следов определяют спектральный состав импульсных виброакустических процессов, возбуждаемых лопаточными узлами. Поэтому изменение режима обтекания рабочих лопаток влияет на спектральный состав этих вибропроцессов, что подтверждается рядом экспериментальных данных. Так, например, изменение режима работы двухступенчатого компрессора от расчетного до предсрывного сопровождается ростом уровня шумовой составляющей спектра пульсаций давления (рис. 1). Одновременно изменяются уровни лопаточных гармоник, особенно вторых ( $A_{21}$  и  $A_{22}$ ), которые на предсрывном режиме становятся неразличимыми на фоне шума.

Для разработки виброакустических методов обнаружения режимов работы компрессора, опасно близких к границе ГДУ, необходимо детальное исследование характера влияния режима работы компрессора на спектральный состав процессов, возбуждаемых его рабочими колесами.



Р и с. 1. Влияние режима работы вентилятора ТРДД на спектр пульсаций давления: — — — — расчетный режим; — — — — режим на границе ГДУ ( $\Delta K_y = 2\%$ ).  $A_{ij}$  — амплитуда  $i$ -й лопаточной составляющей от  $j$ -го рабочего колеса

Эюра скорости  $V(y)$  в кромочном следе за рабочей лопаткой хорошо описывается выражением /3/

$$V(y) = V_m \exp(-1.38 \frac{y^2}{S_*^2}), \quad (I)$$

где  $V_m$  — скорость на оси следа;

$S_*$  — ширина следа на уровне  $0,5 V_m$ ;

$y$  — расстояние от оси следа.

Величины  $V_m$  и  $S_*$  определяются через параметры потока и характеристики решетки следующим образом /2/:

$$V_m = 0,66 W_2 \sqrt{\frac{\xi_{np} t_r \sin \beta_2}{X_K}}, \quad (2)$$

$$S_* = 0,76 \sqrt{\xi_{np} t_r X_K \sin \beta_2}, \quad (3)$$

где  $W_2$  — скорость в ядре потока;

$\xi_{np}$  — коэффициент профильных потерь;

$t_r$  — шаг рабочей решетки на радиусе  $r$ ;

$\beta_2$  — угол выхода потока;

$X_K$  — расстояние от контрольного сечения до задней кромки лопатки.

В неподвижной системе координат вращающееся поле кромочных следов рабочих лопаток вызывает колебания скорости потока. Представим эти колебания в виде последовательности импульсов:

$$V(t) = \sum_{q=-\infty}^{\infty} e_a(t - qT_1), \quad (4)$$

где  $e_q(t - qT_1)$  - функция, характеризующая скорость в  $q$ -м следе;  
 $T_1$  - период следования импульсов.

Учитывая распределение скорости в следе (1) и подстановку  $y = Ut$ , запишем каждый из импульсов последовательности (4) в виде

$$e_q(t) = V_m \exp\left(-1,38 \frac{U^2 t^2}{S_*^2}\right) = V_m \exp(-\delta^2 t^2), \quad (5)$$

$$\text{где } \delta = \sqrt{1,38} \frac{U}{S_*};$$

$U$  - окружная скорость рабочего колеса;

$t$  - время.

Спектр  $S(\omega)$  гауссова импульса вида (5) определяется выражением /4/

$$S(\omega) = \frac{\sqrt{\pi}}{\delta} V_m \exp\left(-\frac{\omega^2}{4\delta^2}\right). \quad (6)$$

Для последовательности импульсов (4) с периодом  $T_1$  амплитуда  $A_n$  ряда Фурье определяется через спектр  $S(\omega)$  следующим образом:

$$A_n = \frac{2}{T_1} S(n\omega_1), \quad (7)$$

где  $\omega_1 = \frac{2\pi}{T_1}$  - частота первой гармоники.

Выразим амплитуду  $A_n$  через параметры кромочного следа  $V_m$  (2) и  $S_*$  (3), подставив в выражение (7) соотношение (6):

$$\begin{aligned} A_n &= \frac{2\sqrt{\pi} S_*}{T_1 \sqrt{1,38} U} V_m \exp\left[-\left(\frac{\pi n S_*}{T_1 \sqrt{1,38} U}\right)^2\right] = \\ &= 2\sqrt{\frac{\pi}{1,38}} \frac{0,76 \sqrt{\xi_{np} t_r X_K \sin \beta_2}}{U T_1} 0,66 W_2 \sqrt{\frac{\xi_{np} t_r \sin \beta_2}{X_K}} \times \\ &\times \exp\left(\frac{\pi^2 n^2 0,76 \xi_{np} t_r X_K \sin \beta_2}{T_1^2 1,38 U^2}\right) = K_1 W_2 \sin \beta_2 \xi_{np} \exp(-K_2 n^2 \xi_{np}^x \\ &\times X_2 \sin \beta_2), \end{aligned}$$

где  $K_1 = 1,07$ ;

$K_2 = 2,07$ ;

$X_2 = \frac{X_K}{t_r}$  - относительное расстояние до контрольного сечения.

Полученное аналитическое выражение (8) полезно для объяснения экспериментальных результатов и для выбора рациональных схем препарирования. Оно же позволяет формировать структурные признаки, основанные на спектральных оценках.

Из соотношения (8) следует, что амплитуда  $A_n$  определяется параметрами потока  $W_2$ ,  $\beta_2$ , коэффициентом профильных потерь  $\xi_{np}$  и относительным расстоянием  $X_2$ . Для выявления характера зависимости  $A_n$  от этих параметров найдем выражение для производных  $\frac{\partial A_n}{\partial \xi_{np}}$  и  $\frac{\partial A_n}{\partial \beta_2}$ :

$$\frac{\partial A_n}{\partial \xi_{np}} = K_1 W_2 \sin \beta_2 (1 - \xi_{np} K_2 n^2 X_2 \sin \beta_2) \exp(-K_2 n^2 X_2 \xi_{np} \sin \beta_2), \quad (9)$$

$$\frac{\partial A_n}{\partial \beta_2} = K_1 W_2 \xi_{np} \cos \beta_2 [1 - K_2 n^2 \xi_{np} X_2 \sin \beta_2] \exp(-K_2 n^2 \xi_{np} X_2 \sin \beta_2), \quad (10)$$

Приравнивая к нулю правые части выражений (9) и (10) и анализируя знаки производных в окрестности корней, получим условия максимумов амплитуды  $n$ -й гармоники:

$$K_2 n^2 \xi_{np} X_2 \sin \beta_2 = 1, \quad \beta_2 = \frac{\pi}{2}. \quad (11)$$

Учитывая, что при изменении режима работы компрессора (вдоль ветви напорной характеристики) профильные потери и углы выхода потока изменяются одновременно и, как правило,  $\beta_2 < \frac{\pi}{2}$ , условие (11) запишем в виде

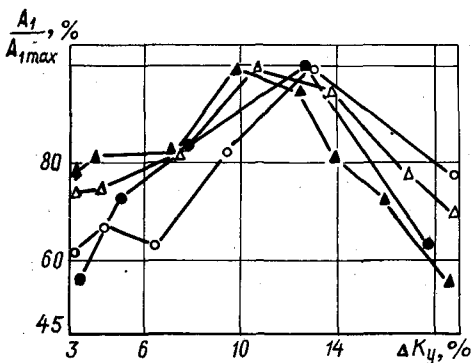
$$\xi_{np} \sin \beta_2 = (-K_2 n^2 X_2)^{-1}. \quad (12)$$

Из соотношения (12) следует, что чем больше кратность гармоники  $n$  и расстояние  $X_2$ , тем при меньших значениях произведения  $\xi_{np} \sin \beta_2$  достигается максимум в амплитуде  $n$ -й гармоники.

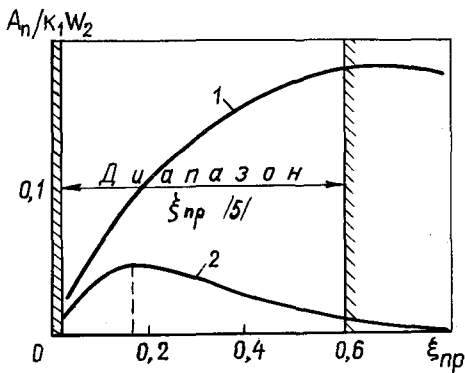
Общий вид зависимости  $\frac{A_n}{W_2 K_1} = f(\xi_{np})$  для различных значений параметров  $X_2$  и  $n$  при  $\beta_2 = 45^\circ$  приведен на рис. 2. Там же показан диапазон изменения профильных потерь, характерный для области режимов от расчетных до предсрывных /5/. Из приведенных графиков следует, что в указанных границах изменения профильных потерь возможно выполнение условия максимумов (12), т.е. возможно появление максимума в зависимости амплитуд от величины запаса по ГДУ.

Зависимости амплитуды первой гармоники от величины  $\Delta K_y$ , полученные при экспериментальных исследованиях пульсаций давления за осевой ступенью, имеют максимум (рис. 3). Учитывая наличие тесной связи между давлением и скоростью в кромочном следе /8/, можно сделать вывод о применимости предложенной модели для решения подобных задач.

Соотношение (8) позволяет формировать структурные признаки, основанные на спектральных оценках. Так, например, можно получить выражение для признака, инвариантного к изменению



Р и с. 3. Зависимость амплитуды первой лопаточной гармоники спектра пульсаций давления от величины  $\Delta K_y$  для различных частот вращения ротора:  $A_{1max}$  - максимальное значение амплитуды  $A_1$  для для каждой ветви напорной характеристики;  $\Delta$  -  $f_{p1}$ ;  $\blacktriangle$  -  $f_{p2}$ ;  $\bullet$  -  $f_{p3}$ ;  $\circ$  -  $f_{p4}$



Р и с. 2. Влияние коэффициента профильных потерь на амплитуды лопаточных гармоник: 1 -  $X_2 = 1$ ,  $n = 1$ ; 2 -  $X_2 = 1$ ,  $n = 2$

относительной скорости  $W_2$ , что весьма существенно в условиях значительного изменения частот вращения и расхода воздуха. Запишем по выражению (8) соотношения для амплитуд первой и второй гармоник:

$$A_1 = K_1 W_2 \xi_{np} \sin \beta_2 \times \exp(-K_2 \xi_{np} X_2 \sin \beta_2),$$

$$A_2 = K_1 W_2 \xi_{np} \sin \beta_2 \times$$

$$\times \exp(-4K_2 \xi_{np} X_2 \sin \beta_2).$$

Отношение амплитуд этих гармоник зависит лишь от произведения  $\xi_{np} \sin \beta_2$  (при  $X_2 = \text{const}$ ) и не зависит от скорости  $W_2$ :

$$\theta_{21} = \frac{A_2}{A_1} = \exp(-3K_2 \chi_{(13)})$$

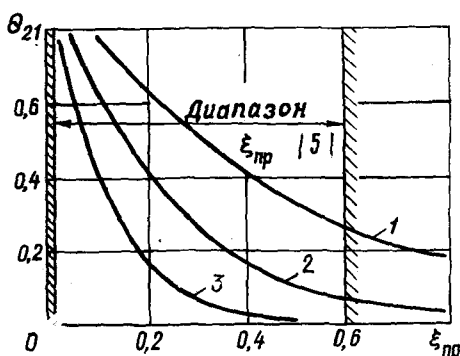
$$\times \xi_{пр} \chi_2 \sin \beta_2).$$

Зависимость величины  $\theta_{21}$  от коэффициента потерь  $\xi_{пр}$  (расчет при  $\beta_2 = 45^\circ$ ) представлена на рис. 4. Учитывая соотношение (3), выражение (13) представим в виде

$$\theta_{21} = \exp\left[-3K_2 \left(\frac{S_x}{0,76 t_p}\right)^2\right] = \exp(-3K_3 Q^{-2}), \quad (14)$$

$$\text{где } K_3 = 3,57;$$

$Q = \frac{t_p}{S_x}$  - скважность импульсной последовательности.



Р и с. 4. Влияние коэффициента профильных потерь на отношение амплитуд гармоник  $\theta_{21}$ : 1 -  $\chi_2 = 0,5$ ; 2 -  $\chi_2 = 1$ ; 3 -  $\chi_2 = 2$

Таким образом, отношение амплитуд лопаточных гармоник  $\theta_{21}$  можно представить функцией одного аргумента - скважности  $Q$  импульсной последовательности, образованной кромочными следами.

Очевидно, что отношение амплитуд любых других гармоник также будет зависеть только от скважности  $Q$ . Ширина следа  $S_x$  (или скважность  $Q$ ) отражает режим обтекания лопаток [1] и существенно зависит от расхода воздуха [6, 7], протекающего через ступень и определяющего величину запаса по ГДУ. Поэтому отношение амплитуд  $\theta_{21}$ , однозначно связанное с шириной следа  $S_x$ , может быть использовано в качестве диагностического признака для обнаружения режимов работы компрессора, опасно близких к границе ГДУ.

Предварительные экспериментальные данные (рис. 1) подтверждают возможность использования отношения  $\theta_{21}$  для обнаружения режимов, опасно близких к границе ГДУ. Так, изменение режима работы компрессора от расчетного до предсрывного сопровождалось уменьшением амплитуд вторых гармоник  $A_{21}$  и  $A_{22}$  до уровня шума при некотором увеличении амплитуд первых гармоник  $A_{11}$  и  $A_{12}$ .

## Библиографический список

1. С т е л ь м а х А.Л. и др. Экспериментальный стенд для исследования нестационарных явлений в аэродинамических решетках турбомашин //Проблемы прочности. - 1983. - № I. - С. II6-122.
2. С а м о й л о в и ч Г.С. Возбуждение колебаний лопаток турбомашин. - М.: Машиностроение, 1975. - 188 с.
3. Р е й н о л ь д с Б. и др. Характеристики ближнего следа за лопаткой малонагруженного рабочего колеса компрессора. //Ракетная техника и космонавтика. - 1979. - № 9. - С. 38-48.
4. Х а р к е в и ч А.А. Спектры и анализ. - М.: Физматгиз, 1953. - 215 с.
5. С п е й л а р т Ф.Р. Расчет вращающегося срыва методом дискретных вихрей //Аэрокосмическая техника. - 1986. - № I. - С.23-27.
6. Д р и н г и др. Экспериментальное исследование течения в рабочем колесе осевого компрессора //Энергетические машины и установки. - 1982. - № I. - С. 57-71.
7. Э в а н с Р. Измерение турбулентности и периодических пульсаций вниа по потоку от движущегося венца лопаток //Энергетические машины и установки. - 1975. - № I. - С. 144-154.
8. Р а в и н д р а н а т А., Л а к ш м и н а р а я н а Б. Средняя скорость и характеристики затухания ближнего и дальнего следа за умеренно нагруженной лопаткой ротора компрессора //Энергетические машины и установки. - 1980. - № 3. - С. 23-39.

УДК 532.542

А.Г.Г и м а д и е в

**АКУСТИЧЕСКИЙ МЕТОД КОНТРОЛЯ ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЙ  
ПЕРА ЛОПАТКИ ГТД ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

Одной из важных проблем, возникающих при усталостных виброиспытаниях лопаток ГТД в условиях повышенных температур, является надежность и стабильность характеристик средств контроля и измерения вибронапряжений. Применяемые в настоящее время средства измерения вибро-