

УДК 629.7.03.018

Б.Б. КОРОВИН¹, М.Е. КОЛОТНИКОВ², В.С. КУДАШИН¹¹Федеральное государственное унитарное предприятие РФ «Летно-исследовательский институт им. М.М. Громова», Россия²Научно-технический центр им. А. Люлька, Россия

К ВЫБОРУ ПРЕДСТАВИТЕЛЬНОГО ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ПАРАМЕТРА ДЛЯ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ВИБРОНАГРУЖЕННОСТИ ЛОПАТОК ВЕНТИЛЯТОРА, ВЫЗЫВАЕМОЙ ТУРБУЛЕНТНОСТЬЮ ПОТОКА НА ВХОДЕ В ГТД

На основе анализа материалов стендового и летного эксперимента по оценке вибронагруженности лопаток вентилятора авиационного ГТД, вызываемой крупномасштабной турбулентностью воздушного потока на входе, оценена представительность среднеквадратического отклонения (СКО) пульсаций полного давления в абсолютных значениях и в безразмерном виде в качестве эксплуатационного параметра для прогнозирования указанного вида нагружения.

лопатки вентилятора, вибронагруженность, турбулентные пульсации, прогноз

Введение

Прогнозирование вибронагруженности лопаток КНД (вентиляторов) по параметрам неоднородности воздушного потока на входе позволяет оптимизировать вибрационную доводку определенного класса авиационных ГТД, выявляя проблемы по динамике лопаток на ранних этапах создания двигателя.

В работах [1], [2] и [3] показано, что одним из таких параметров является интенсивность крупномасштабной турбулентности потока, порождаемая совместной работой двигателя со сверхзвуковыми входными устройствами. Там же обосновано, что в качестве меры силового воздействия турбулентности на лопатки можно использовать среднеквадратическое отклонение (СКО) широкополосных пульсаций полного давления на входе в безразмерном виде $\varepsilon_{отн} = \varepsilon_{абс} / P_1^*$, которое линейно связано с вибрационным откликом лопаток.

Настоящие исследования были предприняты в связи с высказанным в [4] сомнением о линейности указанной взаимосвязи и предположении о большей представительности параметра $\varepsilon_{абс}$ для прогноза вибронагруженности лопаток рассматриваемой природы.

Постановка задачи (условия проведения эксперимента)

На генетически близком к обследованному в [4] вентиляторе для заведомо нерезонансных (по частоте вращения N_1) установившихся режимах работы изделия в стендовых условиях оценивалось влияние безразмерного параметра $\varepsilon_{отн}$ на вибронагруженность лопаток всех четырех его ступеней при изменении интенсивности турбулентности за счет движения бокового пластинчатого интерцептора. Для повышения точности указанные оценки выполнялись отдельно для различных лопаток и различных форм колебаний лопаточного венца в полосе спектра воздействия, который, согласно [1] при полосе частот замеренного спектра турбулентных пульсаций 10...500 Гц, составлял для рабочих лопаток величину порядка 1000 Гц.

Подобные оценки как для безразмерного параметра ($\varepsilon_{отн}$), так и для абсолютных значений СКО турбулентных пульсаций были выполнены применительно к рабочему колесу I ступени в эксплуатационных условиях работы изделия на объекте при изменении давления на входе P_1^* в диапазоне

значений $0,3 - 1,23 \text{ кгс/см}^2$ и создании турбулентности на входе за счет изменения числа M полета и конфигурации проточной части входного устройства.

Для обеспечения непредвзятости оценок обработка информации выполнялась в автоматизированном режиме по всей располагаемой синхронизированной базе данных о вибрационных процессах и пульсациях с бортового твердотельного накопителя при одинаковом временном окне сглаживания, составлявшего $0,125 \text{ сек.}$

Интенсивность вибропроцессов и пульсаций определялась в СКО. Безразмерная величина $\varepsilon_{отн}$ вычислялась делением среднего значения $\varepsilon_{абс}$, полученного по $5 - 6$ замерам пульсаций во входном сечении вентилятора, на среднее значение давления

P_1^* (по 36-ти замерам давления в мерном сечении) при времени осреднения 3 сек.

1. Результаты исследований

Результаты стендового эксперимента с интерцептором на входе показаны на рис. 1. Из рассмотрения рисунка видна линейность экспериментальных зависимостей для трех обследованных ступеней вентилятора (из-за отказа тензодатчиков первая ступень не представлена). О физичности наблюдаемой взаимосвязи, в частности, свидетельствует практическое пересечение линиями регрессии начала координат при экстраполяции их в сторону уменьшения значений $\varepsilon_{отн}$ и σ_{V_0} .

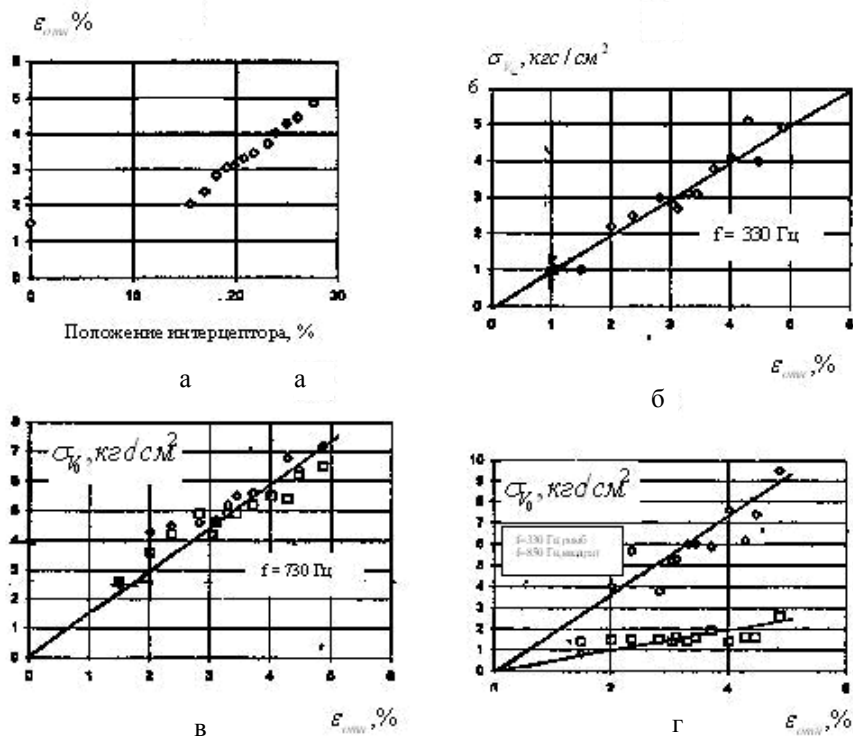


Рис. 1. Влияние положения интерцептора на интенсивность турбулентности на входе в изделие в категориях $\varepsilon_{отн}$ (а) и зависимость уровня вибрационного фона σ_{V_0} в лопатках вентилятора от параметра $\varepsilon_{отн}$ для составляющих вибропроцессора в полосе частот спектра воздействия турбулентности над полкой II ступени (б) и III ступени (в), у корня IV ступени (г) (режим $n_1 = 85,5\%$)

Обращает на себя внимание отличие чувствительности лопаток различных ступеней к турбулентности на входе в вентилятор. Максимальную

вибросенситивность лопаток именно четвертой ступени можно объяснить по меньшей мере двумя одновременно действующими факторами.

Консольным конструктивным исполнением, в котором реализуются более низкочастотные формы, а также дополнительным эффектом перераспределения спектра воздействия турбулентных пульсаций из области низких частот с большей относительной энергией в область высоких частот за счет уменьшения масштаба турбулентности по мере прохождения ее через предыдущие ступени при сохранении общей энергии турбулентности, а возможно и увеличения ее при прохождении вращающихся решеток рабочих колес (не путать с необходимостью учета для вращающихся венцов трансформации замеренного спектра в связи с измерением пульсаций на статоре [1]).

Вполне естественной представляется и

большая виброчувствительность лопаток одной и той же ступени при возбуждении низкочастотной формы колебаний (см. рис. 1, г).

С результатами стендовых исследований согласуются и результаты анализа данных, полученных при работе вентилятора в составе изделия в эксплуатационных условиях.

На рис. 2 приведен каскад спектров вибронпряжений для наиболее нагруженной из обследованных лопаток I ступени вентилятора при изменении турбулентности течения на входе в условиях работы изделия на объекте, а на рис. 3 показан характерный вид замеренного спектра турбулентных пульсаций на входе в изделие в этих условиях.

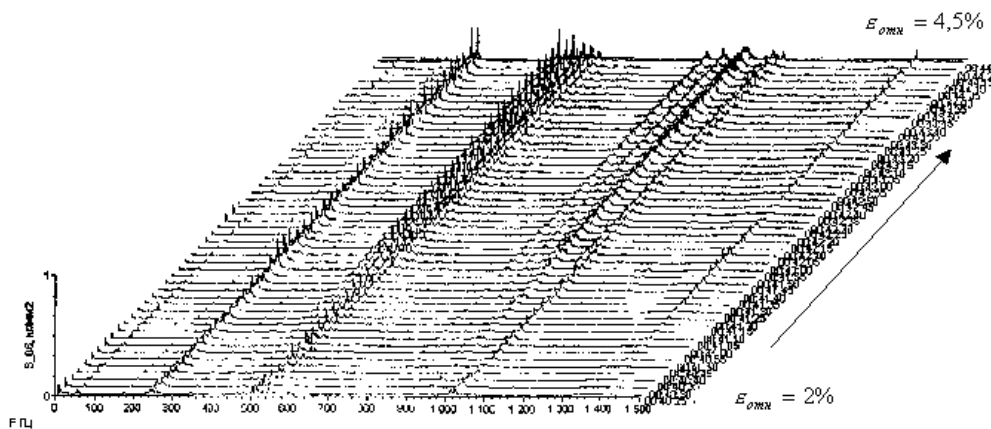


Рис. 2. Каскад спектров вибронпряжений в корневой части лопатки при изменении турбулентности течения перед вентилятором

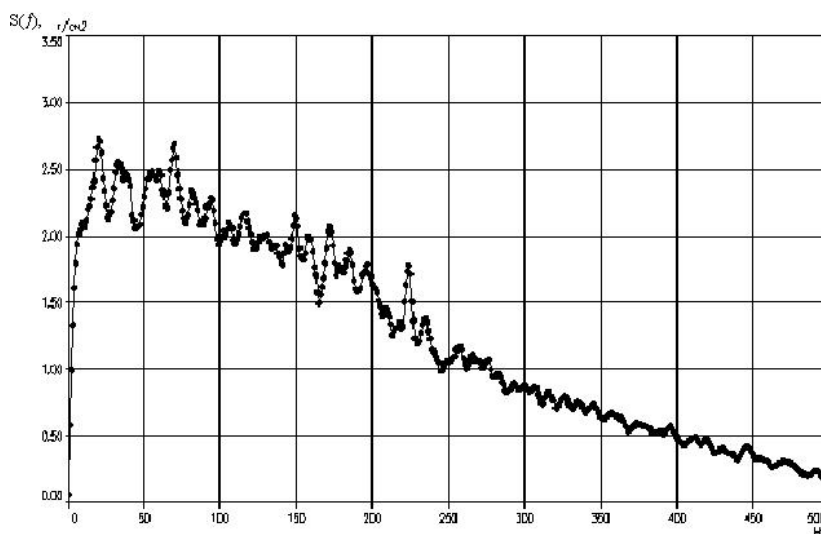


Рис. 3. Характерный вид спектра турбулентных пульсаций полного давления на входе в изделие (время осреднения 15 сек., шаг по частоте 1 Гц, $N_1 = 100\%$, $\epsilon_{отн} = 4,5\%$)

Из рассмотрения рисунков, в частности следует, что в полном соответствии с [1], несмотря на значимую энергию замеренного спектра пульсаций в полосе всего 10...500 Гц, рабочие лопатки вентилятора возбуждаются в полосе не менее 1000 Гц при заметном вибрационном отклике даже на частоте 1800 Гц !.

Учитывая особенности частотной структуры вибропроцессов в лопатках (см. рис. 2) для дальнейшего анализа были выбраны три основные поло-

сы частот, включающие зонтичную форму колебаний лопаточного венца 150...300 Гц, первую и вторую группы форм 400...650 Гц, 800...1100 Гц соответственно.

На рис. 4 и 5 показаны экспериментальные зависимости интенсивности переменных напряжений в лопатках для суммарного вибропроцесса и для каждой из вышеуказанных форм колебаний от параметров ε_{abc} и $\varepsilon_{отн}$.

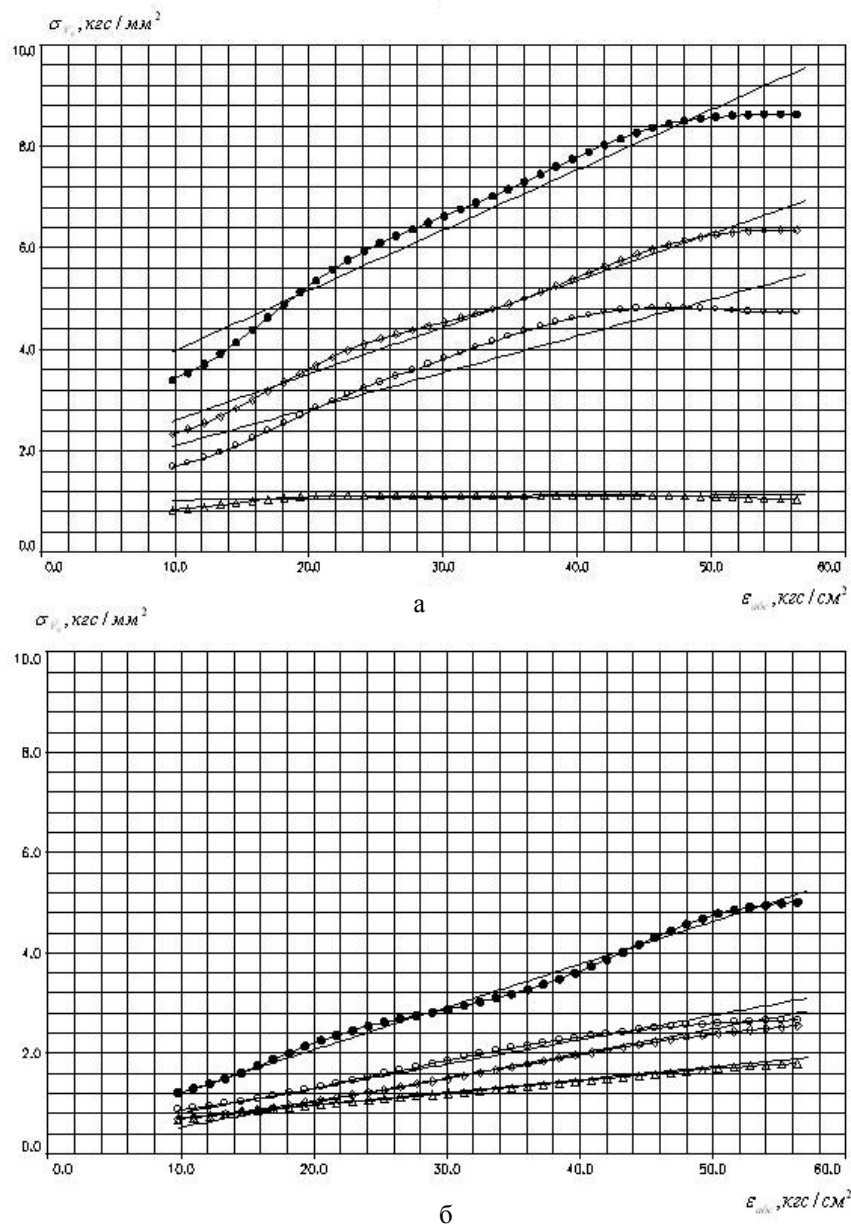


Рис. 4. Изменение интенсивности вибронпряжений σ_{V_0} над полкой (а) и в корневой части лопатки (б) по параметру ε_{abc} : ● – для суммарного вибропроцессора; ○ – для I группы форм; ◇ – для II группы форм; Δ – для зонтичной формы

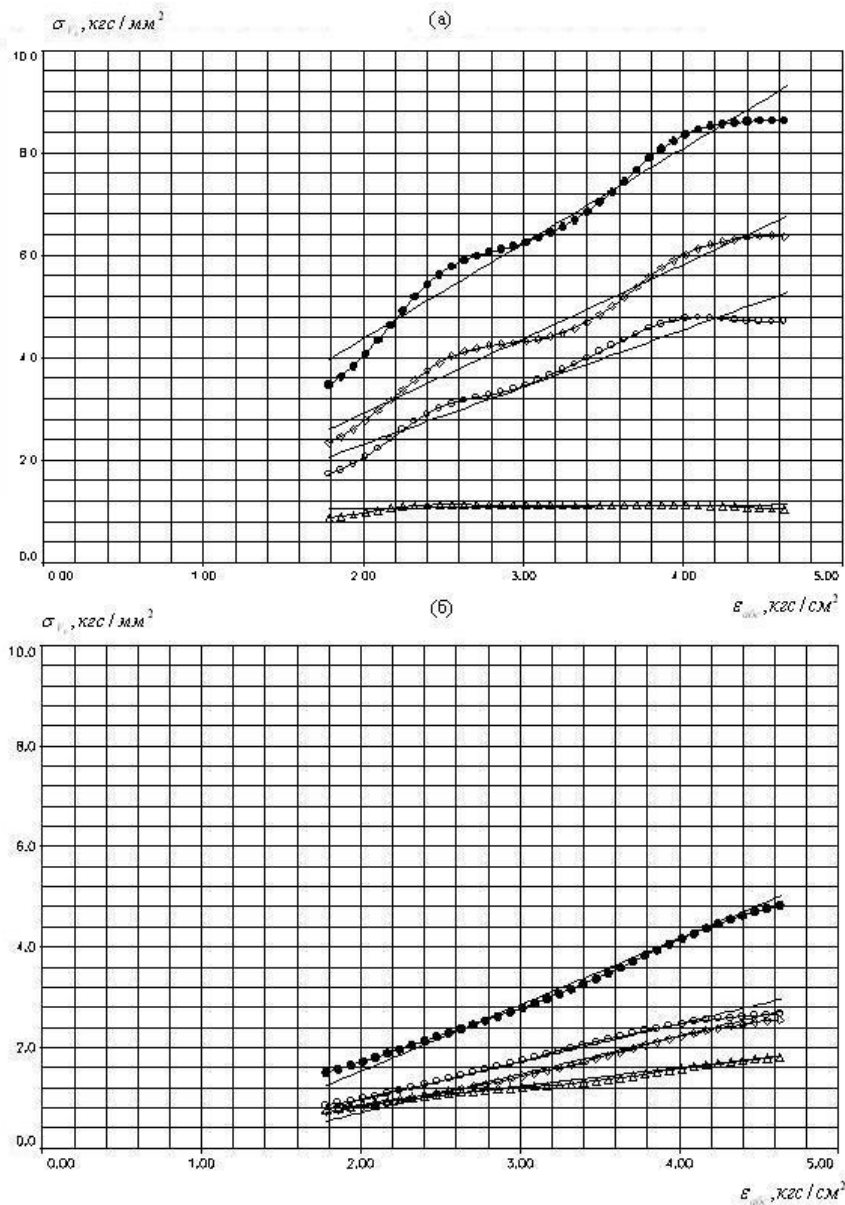


Рис. 5. Изменение интенсивности вибронпряжений σ_{v_n} над полкой (а) и в корневой части лопатки (б) по параметру ε_{abc} : ● – для суммарного вибропроцессора; ○ – для I группы форм; ◇ – для II группы форм; Δ – для зонтичной формы

Экспериментальные законы распределения значений вибропроцессов, построенные для каждой из обследуемых форм колебаний (рис. 6 и 7), не противоречат гипотезам о случайности и нормальности [5] суммарных колебаний и их составляющих, что, в частности, позволило масштабировать интенсивность вибронпряжений в зависимостях, показанных на рис. 4 и 5 как оценки максимальных значений огибающих (3 x СКО переменных напряжений)

Из рассмотрения рис. 4 и 5, а также табл. 1 и 2, в которых представлены результаты расчета коэффициентов корреляции и уравнений линейной регрессии для всех вышеуказанных зависимостей, можно сделать вывод о принципиальной возможности использования любого из сопоставляемых параметров ε_{abc} кгс/см² и $\varepsilon_{отн}$ % при оценке виброчувствительности лопаток к турбулентности и соответственно для прогноза вызываемой ею вибронагруженности.

В самом деле, коэффициенты корреляции, рассчитанные по выборкам из 1265 точек, близки к 0,99 и отличаются во втором или третьем знаках. Тем не менее авторское предпочтение остается за безразмерным параметром $\varepsilon_{отн}$, так как в уравне-

ниях линейной регрессии, полученных для больших уровней напряжений (надполочная часть лопатки), а следовательно с меньшими погрешностями измерений, остаточный член оказался существенно меньшим для безразмерного параметра.

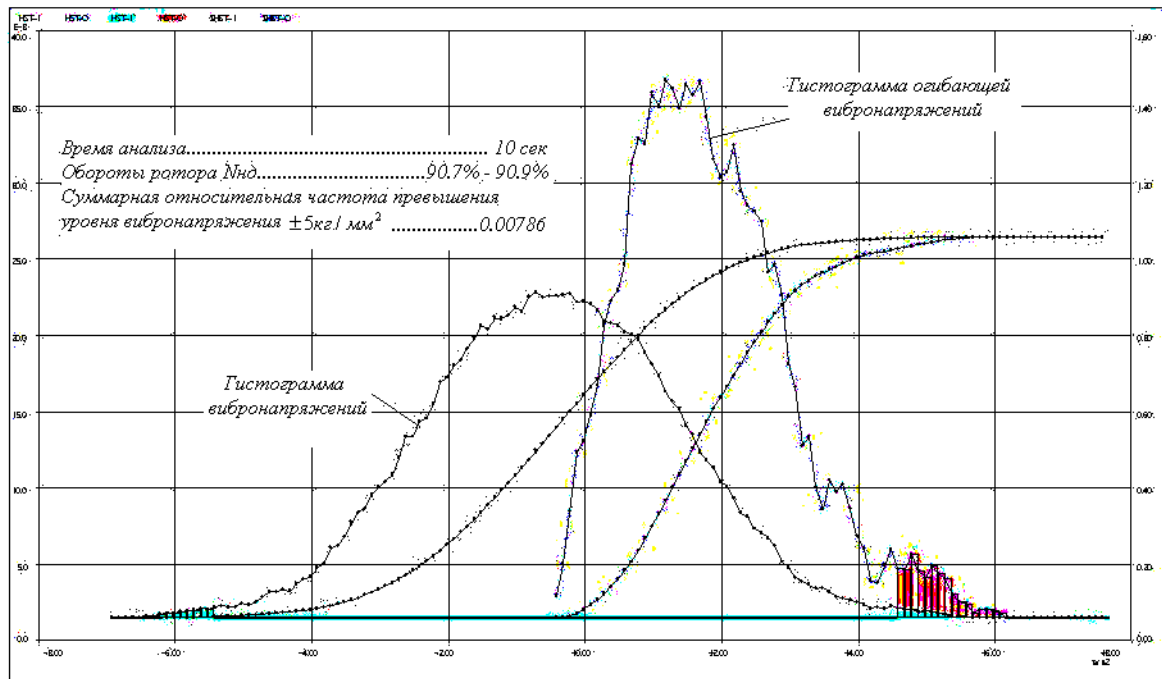


Рис. 6. Экспериментальная оценка законов распределения мгновенных значений и огибающей вибропроцессора при интенсивных корневой части лопаток по зонтичной форме

Из рассмотрения рис. 4 и 5 можно отметить в целом и слабую нелинейность протекания (пологую выпуклость в одну и ту же сторону) экспериментальных зависимостей σ_{V_0} по ε_{abc} , а также синхронную тенденцию к отклонению от линейности всех без исключения зависимостей σ_{V_0} как от ε_{abc} , так и от $\varepsilon_{отн}$ при максимальной интенсивности турбулентности, достигнутой в условиях работы изделия на объекте.

Указанный эффект возможно связан:

- с усилением роли механического демпфирования;
 - с особенностями работы бандажной полки при высоких уровнях случайных колебаний лопаточного венца
- и требует дополнительных исследований.

2. Обсуждение результатов

Отличия полученных результатов от представленных в [4] по-видимому следует искать в различиях постановки эксперимента. В частности, в [4] не оговорено постоянство частоты вращения ротора и отсутствие резонансов от регулярной составляющей неоднородности потока.

Между тем, известно, что виброчувствительность лопаток к турбулентности может существенно меняться с изменением физической частоты вращения ротора, в том числе, и возрастая с уменьшением режима по N_1 .

Не менее очевидно и влияние резонанса лопаток, вызываемого регулярной составляющей пространственной неравномерности потока в окружном направлении перед ступенью, на их результирующую

виброн нагруженность при одновременном воздействии турбулентности [6]. Любой из двух вышеуказанных эффектов может привести к нелинейности экспериментальных зависимостей вибрационного отклика лопаток от $\varepsilon_{отн}$, да и чрезвычайно большой разброс экспериментальных данных в [4], пре-

вышающей 60% для σ_{V_0} , в том числе, и за счет объединения в единые выборки значений переменных напряжений при различных формах колебаний, не способствует надежному выявлению характера взаимосвязи параметров пульсаций и вибрационного отклика лопаток.

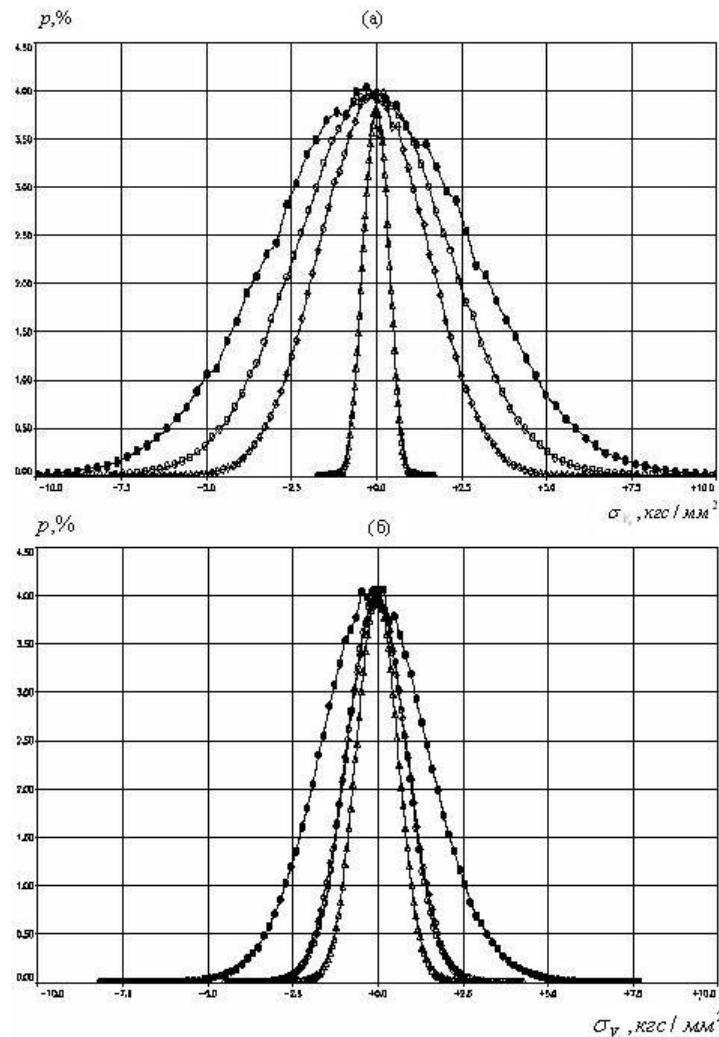


Рис. 7. Экспериментальные законы распределения мгновенных значений виброн напряжений над полкой (а) и у корня лопаток (б) (число назависимых отсчетов – 327680, $N_1 = 100\%$, $\varepsilon_{отн} = 4,5\%$)

Таблица 1

Коэффициенты корреляции между виброн напряжениями в лопатке и параметрами турбулентных пульсаций $\varepsilon_{отн}$ и $\varepsilon_{абс}$ (по выборке 1265 точек)

Место замера σ_V	сog $\sigma_V - \varepsilon_{абс}$	сog $\sigma_V - \varepsilon_{отн}$	Форма (гр.форм) колебаний	Полоса анализа вибропроцессора ΔF , Гц	Место замера σ_V	сog $\sigma_V - \varepsilon_{абс}$	сog $\sigma_V - \varepsilon_{отн}$	Форма (гр.форм) колебаний	Полоса анализа вибропроцессора ΔF , Гц
У корня	0,9973	0,9842	Сумма	3...8000	Над полкой	0,989	0,998	Сумма	3...8000
	0,9873	0,9863	Зонтичная	150...300		0,925	0,971	Зонтичная	150...300
	0,9975	0,9870	I группа	400...650		0,992	0,96	I группа	400...650
	0,9977	0,9794	II группа	800...1100		0,991	0,996	II группа	800...1100

Таблица 2

Уравнение линейной регрессии для экспериментальных зависимостей вибронпряжений в лопатке от параметров $\varepsilon_{отн}$ и $\varepsilon_{абс}$ (по выборке 1265 точек)

Место замера σ_V	Форма колебаний	Уравнение регрессии для $\varepsilon_{абс}$, кгс/см ²	Уравнение регрессии для $\varepsilon_{отн}$, %
У корня	Сумма	$\sigma_{V\Sigma} = 85,4 \varepsilon_{абс} + 0,35$	$\sigma_{V\Sigma} = 1,32 \varepsilon_{отн} - 1,12$
	Зонтичная	$\sigma_{V_3} = 25,5 \varepsilon_{абс} + 0,45$	$\sigma_{V_3} = 0,37 \varepsilon_{отн} + 0,1$
	I группа	$\sigma_{V_I} = 48,6 \varepsilon_{абс} + 0,32$	$\sigma_{V_I} = 0,76 \varepsilon_{отн} - 0,58$
	II группа	$\sigma_{V_{II}} = 49,0 \varepsilon_{абс} + 0,03$	$\sigma_{V_{II}} = 0,77 \varepsilon_{отн} - 0,84$
Над полкой	Сумма	$\sigma_{V\Sigma} = 118,4 \varepsilon_{абс} + 2,8$	$\sigma_{V\Sigma} = 1,86 \varepsilon_{отн} + 0,65$
	Зонтичная	$\sigma_{V_3} = 2,32 \varepsilon_{абс} + 1,0$	$\sigma_{V_3} = 0,027 \varepsilon_{отн} + 1,0$
	I группа	$\sigma_{V_I} = 71,8 \varepsilon_{абс} + 1,39$	$\sigma_{V_I} = 1,12 \varepsilon_{отн} + 0,063$
	II группа	$\sigma_{V_{II}} = 92,0 \varepsilon_{абс} + 1,67$	$\sigma_{V_{II}} = 1,45 \varepsilon_{отн} + 0,0042$

Заключение

В результате экспериментальных исследований вибронгруженности лопаток вентилятора, вызываемой турбулентностью течения на входе в изделие при его работе на стенде и в эксплуатационных условиях объекта, подтверждена представительность безразмерного параметра СКО широкополосных пульсаций полного давления воздуха перед вентилятором $\varepsilon_{отн}$ для прогнозирования динамического нагружения его лопаток. Показана также допустимость использования для этой цели и $\varepsilon_{абс}$, но с несколько большей, чем в первом случае, погрешностью из-за большей доли необъясняемого линейной моделью разброса напряжений.

Литература

1. Коровин Б.Б. Идентификация аэроупругих явлений в лопатках турбомашин методами спектрального анализа. В кн. "Аэроупругость турбомашин". – К.: Наукова Думка, 1980. – С. 159 – 168.
2. Коровин Б.Б. Оценка нагружения элементов конструкции ГТД в условия полета. В кн. Летные испытания газотурбинных двигателей / Под ред.

Г.П. Долголенко). – М.: Машиностроение, 1983. – С. 83 – 91.

3. Кулагина В.А., Коровин Б.Б., Максимов В.П., Набатова Н.А., Родов А.Я. Исследование колебаний лопаток компрессора, возбуждаемых случайными пульсациями потока // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С.166 – 181.

4. Бондаренко М.В., Быков В.И., Егоров И.В., Кулагина В.А. Параметрическое исследование случайных колебаний лопаток // Аэроупругость лопаток турбомашин. Труды ЦИАМ. – 1985. – № 1127. – С. 165 – 170.

5. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. – М.: Мир, 1967.

6. Коровин Б.Б. К прогнозированию уровня резонансных колебаний лопаток компрессоров ГТД // Труды ЦИАМ. – 1981. – № 953. – С. 195 – 210.

Поступила в редакцию 2.06.2005

Рецензент: д-р техн. наук, проф. Б.Ф. Шорр, Федеральное государственное унитарное предприятие "ЦИАМ им. П.И.Баранова", Россия.