

16. Allmaras, S. R. Modi\_cations and clari\_cations for the implementation of the spalart-allmaras turbulence model [Text] / S. R. Allmaras, F. T. Johnson, P. R. Spalart // ICCFD7-1902 : Seventh International Conferenceon Computational Fluid Dynamics. – Big Island, Hawaii, 2012.
17. Voznyak, O. The characteristics of air swirl supply device [Text] / O. Voznyak, I. Sukholova, Kh. Myroniuk // SSP – Journal of Civil Engineering. – 2012. – Vol. 7, Issue 1. – P. 95–102. doi: 10.2478/v10299-012-0023-0
18. Voznyak, O. Energy saving at creation of dynamic indoor climate in a room [Text] / O. Voznyak, K. Myroniuk, I. Sukholova // Current issues of Civil and Environmental Engineering in Kosice, Lviv and Rzeszow : XIII international scientific conference. – Kosice, 2011.

*Подано результати чисельного моделювання і експериментальних досліджень динаміки зменшення газодинамічної стійкості ступіня осевого компресора. Виконано дослідження з визначення інформативних критеріїв виявлення передпомпажного режиму. Показано, що гармоніка зриву, що обертається, є стійкою, значно виділяється на фоні шумів, це дозволяє використати її для діагностування зриву, що обертається, як передвісника помпажу. Приведено уточнену залежність для визначення частоти зриву, що обертається. Запропоновано алгоритм виявлення передпомпажного стану компресора за рівнем вібрацій корпусу компресора для розробки автоматичних систем попередження помпажу на етапі його зародження*

*Ключові слова: осевий компресор, обертаний зрив, помпаж, вібросигнал, медіанна фільтрація, смуговий фільтр*

*Приведены результаты численного моделирования и экспериментальных исследований динамики потери газодинамической устойчивости ступени осевого компрессора. Выполнены исследования по выявлению информативных критериев обнаружения предпомпажного режима. Показано, что гармоника вращающегося срыва является устойчивой, значительно выделяется на фоне шумов, что позволяет использовать ее для диагностики вращающегося срыва как предвестника помпажа. Приведена уточненная зависимость для определения частоты вращающегося срыва. Предложен алгоритм выявления предпомпажного состояния компрессора по уровню вибраций корпуса компрессора для разработки автоматических систем предупреждения помпажа на этапе его зарождения*

*Ключевые слова: осевой компрессор, вращающийся срыв, помпаж, вибросигнал, медианная фильтрация, полосовой фильтр*

УДК 621.452.3.037  
DOI: 10.15587/1729-4061.2015.56245

# ИССЛЕДОВАНИЕ МЕТОДОВ ОБНАРУЖЕНИЯ НЕУСТОЙЧИВЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ АНАЛИЗА ВИБРАЦИЙ

**В. С. Чигрин**

Кандидат технических наук, доцент\*

E-mail: chigrin\_vs@rambler.ru

**С. В. Епифанов**

Доктор технических наук, профессор,  
заслуженный деятель науки и техники

Украины, заведующий кафедрой\*

E-mail: aedlab@gmail.com

**Ф. Мохаммадсадеги**

Аспирант\*

E-mail: farrokh\_sadeghi@yahoo.com

\*Кафедра конструкции

авиационных двигателей

Национальный

аэрокосмический университет

«Харьковский авиационный институт»

ул. Чкалова, 17, г. Харьков, Украина, 61070

## 1. Введение

В практике эксплуатации авиационной техники одной из наиболее распространенных причин отказов является нарушение устойчивой работы ГТД, что сопровождается аварийными ситуациями. Нестационарность потока воздуха на входе в компрессор авиационного двигателя может возникнуть по различным причинам:

– косая обдувка воздухозаборника при полете самолета со скольжением;

– несимметричный поток воздуха на входе в двигатель при боковом ветре;

– изменение режима работы двигателя;

– маневр самолета или вертолета с попаданием самолета или вертолета в зону турбулентности;

– отказ топливной автоматики;

– попадание струи горячих газов от предыдущего самолета на вход в двигатель при рулении или при полете группой и др.

Помпажные явления приводят к выходу из строя лопаток компрессора, перегреву лопаток турбины, низко-

частотной вибрации, осевому смещению ротора, выходу из строя опор и уплотнений и, как следствие, к динамическим напряжениям, во много раз превосходящим напряжения, на которые рассчитана конструкция двигателя.

Испытания показали, что помпаж компрессора развивается за время порядка 0,2 с. Практически все существующие алгоритмы защиты осевого компрессора от помпажа рассчитаны не на предупреждение возникновения неустойчивости в компрессоре, а на парирование уже начавшегося помпажа. Из-за этого силовая установка летательного аппарата не имеет надежной защиты от помпажа двигателя. Для его парирования выполняют поворот лопаток направляющих аппаратов, перепуск воздуха из-за промежуточных ступеней, уменьшение подачи топлива в камеру сгорания до уровня режима малого газа или полную отсечку подачи топлива, что приводит к существенному уменьшению тяги (мощности) ГТД.

Наиболее типичные формы газодинамической неустойчивости компрессора – вращающийся срыв и помпаж. Несмотря на достигнутые успехи в изучении этих сложных явлений, разработка мер по предотвращению помпажа и вращающегося срыва в ГТД остается актуальной.

## 2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Помпажу всегда предшествует вращающийся срыв, возникающий в результате возмущений потока на входе в компрессор или выходе из него [1].

Известны два основных механизма зарождения срыва:

- вращающееся длинноволновое синусоидальное возмущение осевой скорости (модальная волна);
- местное (пиковое) возмущение, быстро развивающееся от первоначальной локальной области и охватывающее несколько межлопаточных каналов.

В настоящее время используют несколько моделей срыва в осевом компрессоре: достижение предельных углов атаки решетки лопаток [2], пристеночный срыв пограничного слоя [3], вихри при перетекании воздуха через радиальный зазор [4] и др. В этих работах рассмотрены в основном теоретические предпосылки возникновения неустойчивости в осевом компрессоре на основе анализа формирования профильного и торцевого пограничных слоев, но не рассмотрены способы технической реализации для предупреждения помпажа компрессора. Не определен и частотный диапазон контролируемого параметра. В статье [5] изложена модель, отражающая последовательность аэродинамических явлений, приводящих к неустойчивости течения в компрессоре с разрывной характеристикой и введено понятие «первоначальная вихревая зона» (ПВЗ). Согласно этой модели, на докритических углах обтекания профиля может возникнуть отрыв ламинарного пограничного слоя вблизи передней кромки профиля с образованием «пузыря» на спинке, а затем диффузорный отрыв турбулентного пограничного слоя вблизи задней кромки. Этот быстропротекающий процесс слабого динамического отрыва распространяется на относительно радиусе  $\bar{r} \approx 0,94...0,98$ , образует на периферии канала одну или несколько ПВЗ толщиной около 10 % от высоты лопатки. Частота вращения таких зародышевых зон близка к частоте вращения

рабочего колеса ( $\bar{n}_{cp} = n_{cp} / n_{pk} \approx 0,97$ ). Процесс протекает достаточно быстро (приблизительно за 0,1 с) и завершается формированием вращающегося срыва в виде периодических колебаний давления в диапазоне частот 0,3...0,6 от частоты вращения ротора. Аналогичные результаты приведены в работе [6] по материалам экспериментальных исследований неразвитого и развитого срыва в ступени осевого компрессора.

Анализ стендовых и летных испытаний двигателей [7] показывает, что развитие зон вращающегося срыва в компрессоре может являться универсальным предвестником возникновения помпажного режима. Однако в работах [5–7] не рассмотрены вопросы выбора контролируемого параметра, метода его регистрации и выделения на уровне шумов для формирования сигнала о предупреждении помпажа.

## 3. Цель и задачи исследования

Целью исследования является выявление информативных критериев для своевременного обнаружения предпомпажного состояния осевого компрессора и построения антипомпажного алгоритма, основанного на этих критериях.

Для этого необходимо решить следующие задачи:

- изучить и проанализировать данные экспериментальных исследований нестационарных процессов с измерением быстроменяющихся величин в типовых ступенях осевого компрессора и существующие способы диагностики предпомпажного состояния осевых компрессоров авиационных ГТД;
- проанализировать источники нестационарных сигналов, влияющие на параметры турбомашин, и способы их обработки;
- определить информативные частотные составляющие, выбрать способы и разработать алгоритм для автоматического обнаружения периодических составляющих нестационарных вибросигналов;
- разработать информативные критерии для своевременного обнаружения предпомпажного состояния осевого компрессора;
- разработать алгоритм антипомпажной защиты на основании сформулированных информативных критериев.

## 4. Численное моделирование и экспериментальные исследования нестационарных процессов в ступени осевого компрессора

Для адекватного представления о физических процессах, происходящих при помпаже, и практического управления ими необходимо решить несколько задач:

- идентифицировать критичный по газодинамической устойчивости каскад компрессора;
- выявить предсрывные процессы в компрессоре и сформировать информативные критерии и методы их диагностики;
- определить уровни управляющих воздействий на двигатель, достаточные для предупреждения или прекращения помпажа.

Решение этих задач может быть осуществлено экспериментально и с помощью численного моделирования.

Повышение качества газотурбинной техники требует проведения всесторонних научных исследований ключевых проблем, а усложнение этой техники обуславливает увеличение объема доводочных испытаний, что в условиях постоянного повышения цен на энергоресурсы является фактором существенного увеличения стоимости и долгосрочности проектов. Именно эти факторы – информативность, стоимость проектирования и доводки, – заставляют разработчиков ГТД широко использовать численный эксперимент.

Численный эксперимент в настоящее время является наиболее перспективным средством осуществления проектировочных, проверочных и оптимизационных расчетов. Основными преимуществами этого метода моделирования, в отличие от натурального, являются:

- высокая информативность;
- низкая стоимость из-за отсутствия потребности в испытательных стендах, приборном оснащении, многочисленном высококвалифицированном персонале, энергетических (топливных) затратах;
- безопасность для человека и материально-технической базы производства.

В общем случае алгоритм численного моделирования осевого компрессора состоит из:

- профилирования и создания трехмерной геометрии канала рабочего колеса ступени осевого компрессора и создания «жидкостной» сетки конечных элементов (СКЭ) межлопаточных каналов;
- настройки расчетной модели и программирования решателя;
- выполнения расчетов;
- анализа полученных результатов.

В первую очередь, необходимо отработать стационарный расчет, а далее, изменяя входные параметры, определяющие условия работы компрессора, исследовать процесс потери газодинамической устойчивости.

Общие сведения о вычислительном «ядре» и о работе с интерфейсом выбранного газодинамического решателя приведены в [8].

Течение моделировалось в программном комплексе ANSYS CFX. Рассматривалось течение теплопроводного сжимаемого вязкого турбулентного газа. Для решения использован программный пакет CAE класса, в котором на базе гипотезы Буссинеска уравнения Навье-Стокса в дифференциальной форме замыкаются с помощью полуэмпирических моделей турбулентности.

Система уравнений, решаемая в процессе вычислений, включает уравнение сохранения массы (уравнение неразрывности), уравнение сохранения количества движения и уравнение сохранения энергии [9].

Уравнение неразрывности записывается следующим образом:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0. \quad (1)$$

Уравнение сохранения количества движения имеет вид

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = \\ & = -\frac{\partial P^*}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{эф} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{эф} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right], \quad i = \overline{1,3}. \quad (2) \end{aligned}$$

Проекции скоростей на координатные оси  $U_i$  и  $U_j$  соответствуют компонентам  $U_x$ ,  $U_y$  и  $U_z$  вектора скорости потока;  $\rho$  – плотность;  $\delta_{ij}$  – символ Кронекера. Параметр  $P^*$  представляет собой сумму давления  $p$  и величины  $(2/3)\rho\delta_{ij}k$ , где  $k$  – турбулентная кинетическая энергия (оба слагаемых соответствуют нормальным напряжениям).

Эффективная вязкость  $\mu_{эф}$  определяется суммой ламинарной и турбулентной вязкостей:  $\mu_{эф} = \mu + \mu_t$ .

Уравнение сохранения энергии представлено в виде

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho H) - \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j H) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial h}{\partial x_j} \right) + \\ & + \left\{ U_i \left[ \mu_{эф} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{эф} \frac{\partial U_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \right] + \mu \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\}, \quad (3) \end{aligned}$$

где  $H$  – полная энтальпия ( $H = 0,5\overline{U_i U_i} + k$ );  $h$  – энтальпия;  $Pr_t$  – турбулентное число Прандтля.

Во всех уравнениях по повторяющимся индексам производится суммирование.

Численные решения, используемые в инженерных расчетах, обычно базируются на решении осредненных уравнений Рейнольдса – Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS), в которых случайно изменяющиеся величины заменяются на соответствующие суммы осредненных и пульсационных составляющих, а затем полученные уравнения осредняются по ансамблю реализаций [10]. Главная проблема RANS-подхода заключается в том, что получающаяся при осреднении система уравнений является незамкнутой, что приводит к необходимости использования дополнительных соотношений, которые формируют некоторую модель турбулентности.

Для численного решения этой системы уравнений необходимо выбрать модель турбулентности, которая позволяет при приемлемых компьютерных ресурсах выявить вихревые потоки в межлопаточном канале компрессорной решетки. Газодинамическая составляющая должна описывать широкий спектр особенностей: турбулентность, подвижные границы, ударные волны и т. д.

При помощи уравнений Навье-Стокса можно полностью описать турбулентные течения напрямую (Direct Numerical Simulation, DNS) [11]. Прямое численное моделирование предполагает решение полных нестационарных уравнений Навье – Стокса и уравнения неразрывности. Однако для реализации расчетов с использованием DNS необходимы большие вычислительные ресурсы (требуется обеспечить разрешение порядка  $10^5$  точек на  $1 \text{ см}^3$  [12]). Это связано с тем, что турбулентные вихри имеют крайне малые масштабы в пространстве и времени, что делает подобные вычисления трудно реализуемыми на современных ЭВМ.

Наибольшее распространение получили следующие модели турбулентности:

- модель турбулентности  $k$ - $\epsilon$  добавляет в систему уравнения флуктуации средней скорости и уменьшения вязкости за счет диссипации. Считается, что данная модель хорошо предсказывает течение в основном потоке, но, как показано в работах [13–15], может привести к заметным погрешностям вблизи стенок.

Это связано с тем, что одно из уравнений данной модели (для переноса  $\epsilon$ ) непригодно внутри вязкого подслоя;

– модель  $k-\omega$  аналогична модели  $k-\epsilon$ , но вместо уравнения диссипации решается уравнение скорости диссипации турбулентной энергии. Основным недостатком модели  $k-\omega$  является большая погрешность при разрешении уравнений в свободном потоке [16–18]. Однако она наиболее пригодна для предсказания точки отрыва потока от поверхности лопатки, что является существенным при моделировании срывных вихревых зон. Недостатком этой модели также являются высокие требования к сеточному разрешению;

– модель Spallart-Almaras (SA) [19] замыкает систему уравнений Рейнольдса одним дифференциальным уравнением переноса турбулентной вязкости. Данная модель откалибрована для расчета обтекания профилей и крыльев [20];

– модель Ментера (Shear Stress Transport, SST) [21] осуществляет автоматический переход между  $k-\epsilon$  и  $k-\omega$  моделями. С точки зрения цена/качество является одной из наиболее привлекательных для моделирования межлопаточных течений;

– модель Болдуина-Ломакса [22] относится к классу алгебраических моделей, основанных на гипотезе Прандтля о пути смешения. Основным достоинством данной модели является ее простота, однако способность качественного моделирования турбулентности при этом ниже, чем для моделей с одним (SA) или двумя дифференциальными уравнениями ( $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$ , SST).

Несмотря на огромный накопленный опыт применения различных моделей, невозможно выделить какую-либо из них как полностью удовлетворяющую всем предъявляемым требованиям по качеству моделирования турбулентных течений. Выбор приемлемой модели должен осуществляться для каждой задачи в отдельности. По результатам анализа решения аналогичных задач [23–25] и по рекомендациям, изложенным в [26], для дальнейших исследований выбрана модель турбулентности Ментера SST. Она реализована в пакете ANSYS CFX, относящемся к коммерческим программным пакетам вычислительной гидродинамики (ВГД). Модель турбулентности Ментера комбинирует преимущества базовых моделей  $k-\omega$  и  $k-\epsilon$ , демонстрирует достаточно высокую эффективность при расчетах обтекания аэродинамических поверхностей. Однако модель турбулентности SST, так же, как и модель  $k-\omega$ , предъявляет высокие требования к разрешению сетки вблизи стенок [27].

Практическую ценность результатов моделирования представляет не информация о кинематическом состоянии потока в каждой точке тракта компрессора, а возможность определения моментов возникновения срыва и перерастания его в помпаж, что позволяет использовать упрощенные модели течения в межлопаточном канале.

Для моделирования использована первая ступень осевого компрессора турбовального ГТД. Радиус корневого сечения составляет 0,09 м, длина пера рабочей лопатки по передней кромке – 0,071 м, относительный диаметр втулки – 0,559, количество рабочих лопаток в колесе – 33 шт., расход воздуха на входе в ступень – 9 кг/с.

Координаты точек профилей по трем сечениям были импортированы в ANSYS DesignModeler. В результате профилирования получена геометрическая модель профиля пера лопатки. Учитывая круговую

симметрию конструкции, моделировался один канал. На рис. 1 представлена модель лопатки, построенная с помощью оператора Skin/Loft.

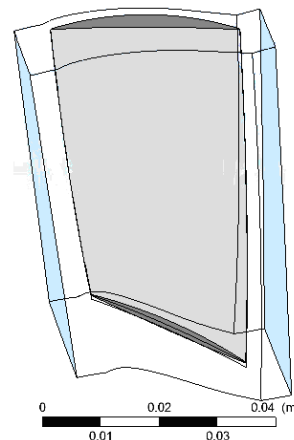


Рис. 1. Модели лопатки и межлопаточного канала

Режимными параметрами являются данные на взлетном режиме ( $H=0$ ,  $M_n=0$ ):

– частота вращения ротора  $n=18965$  об/мин;  
– степень повышения давления в ступени  $\pi_{ст}^*=1,259$ ;  
– расход воздуха через один межлопаточный канал – 0,273 кг/с;

– полное давление на входе  $p_{вх}^*=97313$  Па;

– полная температура на входе  $T_{вх}^*=288$  К.

Для полученного межлопаточного канала построена качественная гексагональная (структурированная) сетка конечных элементов (СКЭ). При построении использованы автоматизированные приемы, требующие минимального количества настроек пользователя.

В общем случае алгоритм построения содержит:

1. Проверку правильного расположения условных интерфейсов (вход, выход из канала, периферийный и втулочный обводы, поверхности осесимметрии). Радиальный зазор на периферии составляет 0,15 мм, что в реальной конструкции обеспечивается применением легкоприрабатываемого покрытия на статоре над рабочей лопаткой.

2. Автоматизированный алгоритм топологии сетки ATM Optimized для задания типа сетки, т. е. блочной структуры, позволяющей в потребной степени уплотнить сетку на необходимых участках (кромки лопатки, пограничные слои), равномерно сшить участки.

3. Густота сетки определялась автоматически с учетом заданного количества элементов (около  $10^5$ ), были также заданы факторные коэффициенты сгущения в пограничном слое и по высоте канала.

Сетка проточной части для межлопаточного канала, построенная в ANSYS TurboGrid с помощью метода ATM Optimize, показана на рис. 2.

После окончательного формирования плотность сетки значительно увеличилась (до 210 тыс. элементов) относительно опорного значения из-за существенного влияния коэффициентов сгущения. Максимальные отношения объемов элементов и максимальные отношения длины кромок элементов лежат в допустимых пределах (отклонения – менее 6 %), поэтому сетка пригодна для расчета.

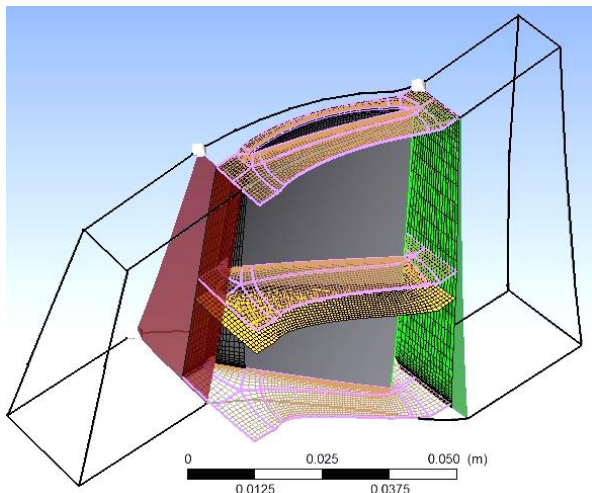


Рис. 2. Результаты построения «жидкостной» СКЭ

Моделирование показало, что на устойчивых режимах работы происходит практически бесрывное обтекание профиля (рис. 3). Работа системы, безусловно, устойчива.

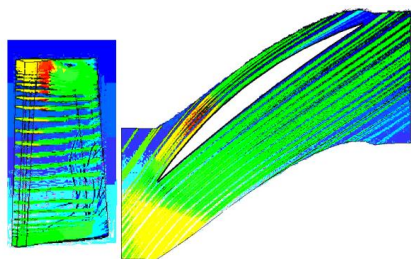


Рис. 3. Бесрывное обтекание профиля

При приближении к границе устойчивости на спинке профиля возникает ПВЗ, а по высоте пера появляются линии тока, происходит радиальный сброс потока перед возникновением вращающегося срыва (рис. 4).

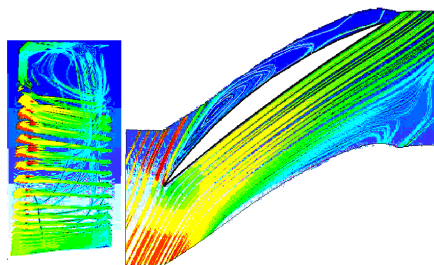


Рис. 4. Формирование срыва потока на спинке профиля

При уменьшении расхода воздуха увеличивается давление за компрессором, но система остается устойчивой, хотя изменяются условия обтекания лопаток, и в межлопаточном канале возникают срывные явления.

При дальнейшем уменьшении расхода воздуха ПВЗ переходит в развитый вращающийся срыв, наличие отрыва пограничного слоя на спинке профиля приводит к образованию течения типа «струя – след» (рис. 5). Происходит снижение массового расхода воздуха, течение оказывается неустойчивым, возникают интенсивные радиальные течения и обратное течение воздуха в межлопаточном канале (помпаж).

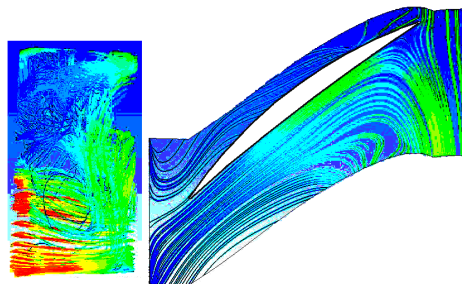


Рис. 5. Помпажный режим

Результаты моделирования были экспериментально проверены на лабораторной установке, представляющей собой ступень осевого компрессора, вращающаяся с частотой 2400...2600 об/мин. На входе в ступень для выравнивания потока установлена цилиндрическая труба длиной 3,5 наружного диаметра входа, за ступенью – удлинительная труба, имитирующая камеру сгорания и турбину ГТД.

Ввод компрессора в состояние неустойчивой работы производился плавным дросселированием потока заслонкой на входе в ступень или на выходе из компрессора.

Контролируемые параметры – статическое давление воздуха на входе в ступень, над рабочим колесом и на выходе из крыльчатки. Сигнал с датчика давления МРХ2202 с чувствительностью 0,2 мВ/кПа подавался на компьютер, где записывался и обрабатывался с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ).

На рис. 6 приведен вид сигнала пульсаций давления над рабочим колесом при дросселировании потока на входе в компрессор.

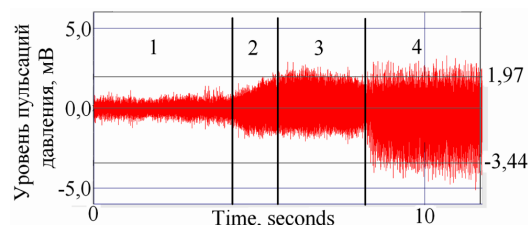


Рис. 6. Осциллограмма пульсаций давления над рабочим колесом

На участке 1 (рис. 6) колебания давления с небольшой амплитудой происходят с частотой следования рабочих лопаток. При уменьшении расхода воздуха увеличивается давление за компрессором, но система остается устойчивой, хотя изменяются условия обтекания лопаток и в межлопаточном канале возникают срывные явления (участки 2 и 3). При дальнейшем уменьшении расхода воздуха и переходе на участок 4 происходит снижение массового расхода воздуха. Течение становится неустойчивым, давление за ступенью падает, возникает помпаж – пульсации потока с низкой частотой.

На этой же лабораторной установке на вход кратковременно подавался горячий воздух. Пульсации давления регистрировались за рабочим колесом (рис. 7).

При устойчивой работе ступени отмечаются пульсации давления с практически постоянной амплитудой с частотой прохождения рабочих лопаток. При по-

даче горячего воздуха появляются кратковременные уменьшения и увеличения амплитуды с частотой 9 Гц, соответствующей возникновению помпажа. При этом снижение запаса устойчивости сопровождается изменением амплитуд высших лопаточных составляющих (2-й–5-й) относительно первой составляющей на 6...9 дБ, что подтверждает результаты исследований, приведенные в [28].

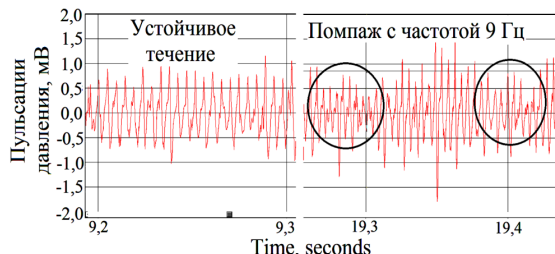


Рис. 7. Пулсации давления за рабочим колесом ступени осевого компрессора

В осевых компрессорах при небольших относительных диаметрах втулки (отношениях диаметра втулки к наружному диаметру  $D_{вт}/D_k = \bar{d}$ ) срывные зоны охватывают концы лопаток (рис. 8). С уменьшением расхода воздуха количество этих зон растет, возрастает и амплитуда колебаний.

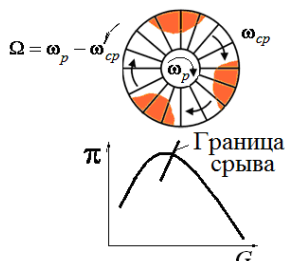


Рис. 8. Характер образования срывных зон в проточной части осевого компрессора при малых  $\bar{d}$

В ступенях с большим отношением  $\bar{d}$  срывные зоны полностью загромождают проточную часть по высоте лопатки, а напорная характеристика имеет разрыв (рис. 9). Начало неустойчивой работы сразу вызывает колебания с большой амплитудой.

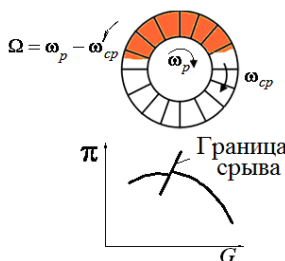


Рис. 9. Характер образования срывных зон в проточной части осевого компрессора при больших  $\bar{d}$

Зоны срыва движутся относительно неподвижного наблюдателя по окружности в направлении вращения ротора с угловой скоростью, меньшей скорости вращения ротора.

Вращающийся срыв возникает на нерасчетных режимах работы компрессора и характеризуется локальным падением давления в одной или нескольких зонах проточной части компрессора. Это вызывает срывное обтекание рабочих лопаток и вибрацию корпуса двигателя. Анализируя результаты численного моделирования течений в межлопаточных каналах, логично предположить, что при возникновении вращающегося срыва и воздействии пульсирующего потока на корпус через радиально-упорный подшипник должны измениться параметры вибрации корпуса на частоте срыва [29]. Поэтому в качестве возможного источника информации можно использовать вибрации корпуса, возникающие при вращающемся срыве.

Для подтверждения этого положения проведены экспериментальные исследования по измерению вибраций на полноразмерной электроприводной ступени осевого компрессора (20 рабочих лопаток) с частотой вращения ротора ступени до 3600 об/мин и модельной ступени (5 рабочих лопаток). Для регистрации вибраций использованы акселерометр Д14 с коэффициентом передачи 1,5 мВ/м·с<sup>-2</sup> и акселерометр для прецизионных измерений вибрации КД-35 с коэффициентом передачи 4,9 мВ/м·с<sup>-2</sup>. Датчики устанавливались на корпусе компрессора перпендикулярно и параллельно оси вращения ротора. При установке акселерометра на шпильку обеспечивается частотный диапазон до 8 кГц, при креплении магнитом – до 4 кГц, что удовлетворяет условиям эксперимента. Вибросигнал подавался на компьютер, где записывался и обрабатывался с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ).

Ввод компрессора в состояние неустойчивой работы, удержание срыва и перевод ступени в помпаж производились плавным дросселированием потока заслонкой на выходе из компрессора.

По уровню и характеру вибрации вращающийся срыв подобен аэродинамическим вибрациям, но он происходит на низких частотах, а его частота не имеет жесткой связи с частотой вращения ротора, что дает возможность выделить частоту срыва на фоне субгармонических вибраций. Величина частоты вращения срыва находится в диапазоне (0,3...0,6)  $n_{рот}$  в зависимости от количества рабочих и неподвижных лопаток и относительного диаметра втулки. Появление такой вибрации свидетельствует о возможности развития помпажа в компрессоре.

Результаты эксперимента показали, что общий уровень вибросигнала в широкой полосе частот при возникновении вращающегося срыва изменяется незначительно, что видно и на осциллограмме вибрации рис. 10, и не может служить диагностическим признаком возникновения предпомпажного состояния. В эксперименте отмечено небольшое увеличение частоты вращения при дросселировании, что объясняется раскруткой ротора при уменьшении расхода воздуха и нагрузки на приводной электродвигатель.

В работе [30] предложен способ определения частоты вращающегося срыва, разработанный ЦИАМ и ВВИА им. Н.Е Жуковского. Относительная частота вращения срыва  $\bar{n}_{ср} = n_{ср} / n_{рот}$  определяется по экспериментальной зависимости от относительного диаметра втулки  $\bar{d}$ . На рис. 11 приведена уточненная автарами зависимость с доверительным интервалом, рассчитанным с доверительной вероятностью 0,9. По полученным данным сформирована зависимость

$$\bar{n}_{cp} = (0,32773 + 0,97254\bar{d} - 1,2295\bar{d}^2) \pm 0,04239.$$

Методика работоспособна в диапазоне относительных частот вращения ротора  $\bar{n}=0,3...1,0$ .

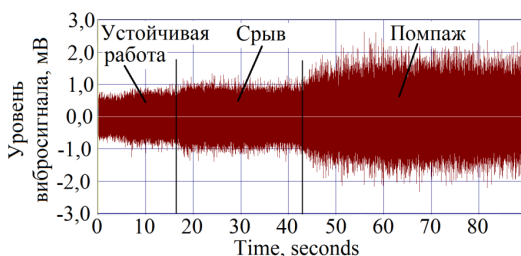


Рис. 10. Вибросигнал с датчика, установленного на корпусе полноразмерной ступени компрессора

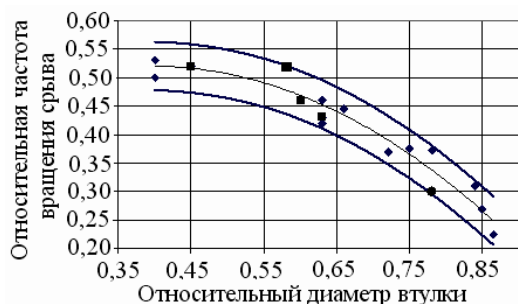


Рис. 11. Зависимость относительной частоты вращения срыва от относительного диаметра втулки:  $\blacklozenge$  — по данным ЦИАМ и ВВИА им. Н.Е. Жуковского, приведенным в [30];  $\bullet$  — по материалам [6];  $\blacksquare$  — полученные авторами

На рис. 12, 13 приведены фрагменты спектров в диапазоне роторных частот при устойчивой работе ступени компрессора и при вращающемся срыве, полученных спектральным разложением вибросигнала с датчика, установленного перпендикулярно оси компрессора.

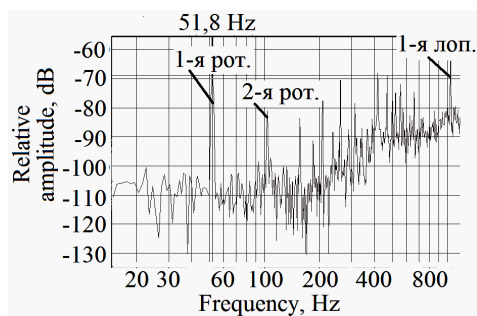


Рис. 12. Спектры вибросигналов при устойчивой работе ступени

Относительный диаметр втулки в экспериментальной установке составляет  $\bar{d}=0,63$ , тогда расчетная частота вращающегося срыва с одной срывной зоной равна  $(0,4524 \pm 0,042)n_{рот}$ , что соответствует частоте вращения срыва 26,48 об/с. В эксперименте срывная гармоника имеет частоту 26,1 Гц, что удовлетворительно согласуется с расчетом (расхождение составляет 1,46 %).

Срывная гармоника является устойчивой, значительно выделяется на фоне шумов (в экспериментах – выше уровня шумов на 11 дБ), что позволяет использовать ее для диагностики вращающегося срыва.

Для подтверждения полученных результатов аналогичные измерения вибраций были проведены на модельной ступени. На рис. 14 – 16 приведены фрагменты спектров в диапазоне роторных частот при устойчивой работе ступени, вращающемся срыве и помпаже, полученные спектральным разложением вибросигнала с датчика Д14, установленного по оси компрессора.

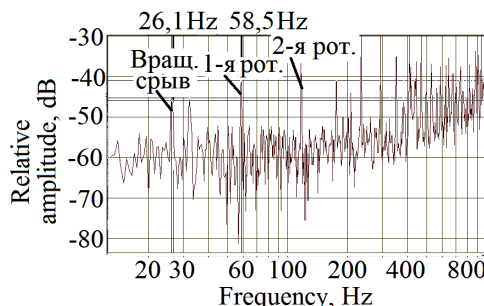


Рис. 13. Спектры вибросигналов при вращающемся срыве

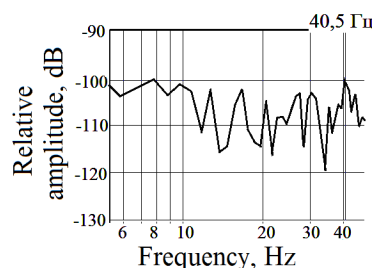


Рис. 14. Спектр вибрации при устойчивой работе ступени на частоте вращения 40,5 об/с

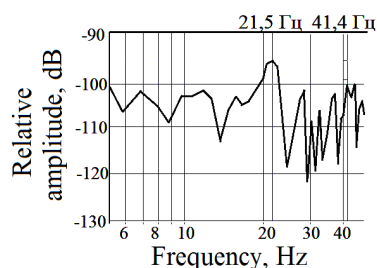


Рис. 15. Спектр вибрации при частоте вращения 41,4 об/с и вращающемся срыве с частотой 21,5 Гц

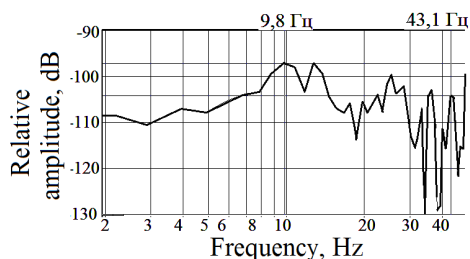


Рис. 16. Спектр вибрации при частоте вращения 43,1 об/с и помпаже с частотой 9,8 Гц

На спектрограммах для обоих компрессоров четко выделяются срывные гармоники и составляющие на лопаточных частотах, уровень которых возрастает на неустойчивых режимах работы.

### 5. Анализ спектральных характеристик параметров потока и вибраций, соответствующих предпомпажному состоянию компрессора

Случайное увеличение углов атаки на одной из рабочих лопаток приводит к увеличению зоны отрыва и частичному загромождению межлопаточного канала (уменьшению расхода газа через него). В результате поток газа перераспределяется между соседними межлопаточными каналами так, что угол атаки  $i_1$  на предыдущей лопатке падает, а на последующей – растет. Таким образом, срывная зона начинает перемещаться во вращающихся координатах в сторону, противоположную вращению, со скоростью меньшей, чем скорость вращения. При этом поток в кольцевом канале содержит срывные зоны и области бесрывного течения, т. е. вращающийся срыв представляет собой механизм, позволяющий компрессору «приспособиться» к подаче слишком малого расхода воздуха. Вместо того чтобы заполнять все кольцевое сечение канала равномерно, поток в нем распределяется таким образом, что в некоторой группе межлопаточных каналов концентрируется преобладающая доля потока, а в других – лишь малая его часть. Таким образом, при наличии вращающегося срыва среднее по времени значение массового расхода воздуха остается постоянным, а локальный массовый расход изменяется при прохождении вращающихся зон потока. Могут возникнуть одна или несколько срывных зон, причем зона может занимать всю высоту кольцевого сечения (срыв с полным перекрытием) или только его часть (срыв с частичным перекрытием).

Эти нерасчетные течения вызывают колебания давления воздуха за ступенью компрессора с частотой сотен Гц [31], которые, в свою очередь, вызовут вибрации корпуса двигателя в радиальном и осевом направлении. Отсюда следует, что развитие срыва во времени может быть выявлено до наступления полномасштабного помпажа. Срывные явления можно определить, например, по пикам повышения давления, а помпаж – по «провалам» давления за компрессором и сохранению относительной амплитуды  $P_{Kmax} / P_{Kmin} \approx 1,6...1,7$  [32] (на помпажном режиме, приведенном на рис. 6, отношение составляет 1,75).

Колебания давления при срыве и помпаже, строго говоря, являются негармоническими. Тем не менее, такой колебательный процесс можно обработать с помощью скользящего БПФ, идентифицируя срывной процесс по изменению спектральных составляющих в определенных диапазонах частот. На рис. 17 приведены спектрограммы пульсаций давления, записанных с использованием фильтра Hamming датчиком над рабочими лопатками (верхние графики) и за ступенью (нижние графики). Номера указаны частоты следования рабочих лопаток.

При увеличении степени дросселирования на выходе компрессора возрастают составляющие на частоте 216 Гц (частота следования рабочих лопаток), а также в диапазоне второй лопаточной частоты (432 Гц). Результаты исследования показали, что при устойчивой работе ступени отмечаются пульсации давления с практически постоянной амплитудой с частотой прохождения рабочих лопаток. При этом уровень амплитуд лопаточных составляющих, зафиксированный датчиком, установленным над рабочими лопатками приблизительно на 10 дБ выше, чем с датчика, уста-

новленного на выходе из ступени (рис. 17, а). При возникновении ПВЗ лопаточные составляющие сигнала датчика над лопатками увеличились приблизительно на 5...10 дБ, при этом изменения составляющих сигнала датчика за ступенью практически не отмечено. При помпажном режиме составляющие сигнала датчика над лопатками возросли, особенно высшие (2-я и 3-я – на 8 дБ). Увеличение лопаточных составляющих на 5...7 дБ при помпаже отмечено и для датчика, установленного за рабочим колесом. Датчик, установленный на входе в ступень, отреагировал только на развитый помпаж. Увеличение этих составляющих может быть использовано для формирования сигнала о возникновении срыва или помпажа. Однако реализация метода выявления нестационарных течений в осевом компрессоре, основанного на использовании датчиков статического давления потока для ГТД с высокими частотами вращения ротора, связана с определенными техническими трудностями. Во-первых, потребуется применение дорогостоящих датчиков высокочастотной пульсации статического давления потока (10...15 кГц). Во-вторых, необходимы соответствующая аппаратура и программное обеспечение, позволяющие надежно регистрировать диагностическую компоненту в широкополосном пульсационном сигнале на фоне шумов от общей неравномерности потока в режиме реального времени [33].

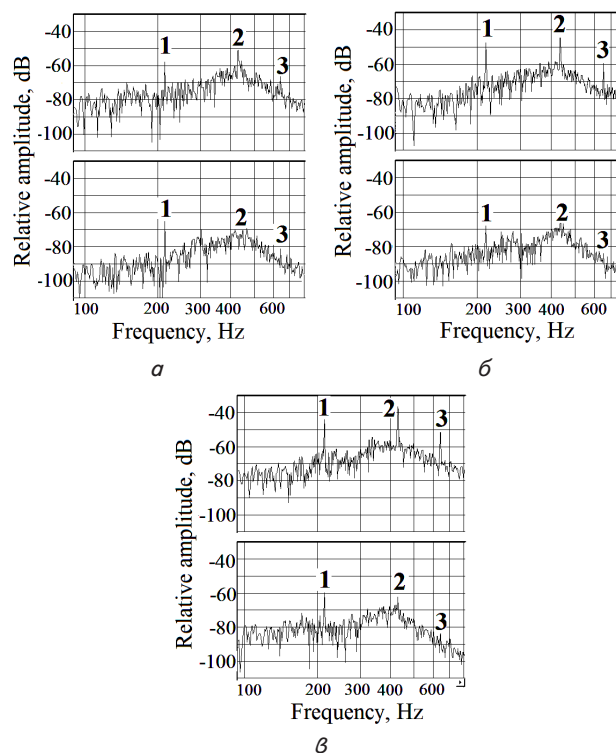


Рис. 17. Спектрограммы пульсаций давления: а – устойчивая работа; б – срывное течение; в – помпаж

### 6. Формирование алгоритма диагностирования предпомпажного состояния компрессора

Выявленное по результатам численного моделирования и экспериментальных исследований увеличение



составляющих пульсации давления на частоте прохода рабочих лопаток может быть использовано для формирования сигнала о возникновении срыва или помпажа, что подтверждает результаты исследований, приведенные в [28].

Техническая реализация измерения пульсаций давления с помощью акустических зондов рассмотрена в работе [34]. Однако обработку таких сигналов можно выполнить только для компрессора, имеющего невысокую частоту вращения. При частоте вращения ротора 18000 об/мин и, например, количестве лопаток на неустойчивой ступени 40 штук, первая лопаточная частота составляет 12 кГц, и для ее выявления методами спектрального анализа необходим датчик с диапазоном частот, как минимум, до 25 кГц. Как отмечено в [33], метод выявления нестационарных течений в осевом компрессоре, основанный на использовании датчиков статического давления потока, для ГТД с высокими частотами вращения ротора является сложной технической проблемой. Его реализация потребует применения дорогостоящих датчиков высокочастотной пульсации статического давления потока и соответствующей аппаратуры, позволяющей надежно регистрировать диагностическую компоненту в широкополосном пульсационном сигнале на фоне шумов от общей неравномерности потока в режиме реального времени.

При регистрации и обработке данных в современных измерительно-вычислительных и информационных системах потоки сигналов, кроме полезного сигнала  $s(t - \tau_0)$  и флуктуационных шумов  $q(t)$ , содержат, как правило, импульсные потоки  $g(t) = \sum_k (t - \tau_k)$  различной интенсивности с регулярной или хаотической структурой

$$x(t) = s(t - \tau_0) + q(t).$$

Под импульсным шумом понимается искажение сигналов большими импульсными выбросами произвольной поляриности и малой длительности. Причиной появления импульсных потоков могут быть как внешние импульсные электромагнитные помехи, так и наводки, сбой и помехи в работе самих систем. Совокупность статистически распределенного шума и потока квазидетерминированных импульсов представляет собой комбинированную помеху. Радикальный метод борьбы с комбинированной помехой – применение помехоустойчивых кодов. Однако это приводит к снижению скорости и усложнению систем приема и обработки данных. Задача состоит в том, чтобы удалить из сигнала случайные выбросы, но сохранить в нем гармонические составляющие. Для сигналов, искаженных действием импульсных шумов, отсутствуют строгая в математическом смысле постановка и решение задачи фильтрации. Известны лишь эвристические алгоритмы, наиболее приемлемым из которых является алгоритм медианной фильтрации [35, 36].

Медианный фильтр представляет собой оконный фильтр, последовательно скользящий по массиву сигнала, и возвращающий на каждом шаге один из элементов, попавших в окно (апертуру) фильтра. Выходной сигнал  $y_k$  скользящего медианного фильтра шириной  $2n + 1$  для текущего отсчета  $k$  формируется из входного временного ряда  $\dots, x_{k-n}, x_k, x_{k+n}, \dots$  в соответствии с формулой:

$$y_k = \text{med}(x_{k-n}, x_{k-n+1}, \dots, x_{k-1}, x_k, x_{k+1}, \dots, x_{k+n-1}, x_{k+n}), \quad (4)$$

где  $\text{med}(x_1, \dots, x_m, \dots, x_{2n+1})$ ,  $x_m$  – элементы вариационного ряда, ранжированные в порядке возрастания или убывания значений  $x_m$ .

Специфической особенностью медианных фильтров является явно выраженная избирательность по отношению к элементам массива, представляющим собой немонокотную составляющую последовательности чисел в пределах окна (апертуры) фильтра, и резко выделяющихся на фоне соседних отсчетов. В то же время на монотонную составляющую последовательности медианный фильтр не действует, оставляя ее без изменений. Благодаря этой особенности, медианные фильтры при оптимально выбранной апертуре могут, например, сохранять без искажений резкие границы объектов, эффективно подавляя некоррелированные или слабо коррелированные помехи и малоразмерные детали. Это свойство позволяет применять медианную фильтрацию для устранения аномальных значений в массивах данных, уменьшения выбросов и импульсных помех.

На рис. 18 приведены фрагменты исходного выбросигнала, зарегистрированного на корпусе ступени компрессора, и сигнала после медианной фильтрации. Из графика видно, что частотные составляющие сигнала сохранены, а единичные «выбросы» исключены.

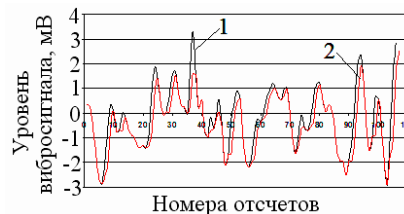


Рис. 18. Исходный выбросигнал (1) и сигнал после медианной фильтрации (2)

В последнее время для вторичной обработки сигналов с малоинерционных датчиков, имеющего негармоническую (срывную) форму в виде пиков, используется Wavelet-преобразование. Однако, как показано в работе [1], время, необходимое для идентификации начинающегося срыва с помощью БПФ, соответствует около 40 оборотам ротора, а с помощью Wavelet-преобразования – до 400 оборотов. Таким образом, при частоте вращения ротора 12000...18000 об/мин на обработку сигнала БПФ потребуется 0,13...0,2 с, что измеримо со временем развития срыва в помпаж, а при Wavelet-преобразовании – 1,3...4,3 с (при использовании вейвлета Хаара с наиболее простой функцией – порядка 0,4 с), что не позволит своевременно парировать помпаж. Возможным способом обработки таких случайных процессов может быть использование адаптивных полосовых фильтров [29], настройка частотных диапазонов которых производится по пилот-сигналу с индукционного датчика частоты вращения ротора. Как показано в работе [37], время обработки процесса с помощью оптимального адаптивного полосового фильтра может составлять порядка 0,1 с, что может позволить своевременно сформировать команду на парирование опасного режима еще до возникновения и развития помпажа.

В модельной ступени лабораторной установки относительный диаметр втулки  $\bar{d}=0,6$ . Тогда среднее расчетное значение частоты вращающегося срыва составляет  $21,5 \pm 2,0$  Гц.

На рис. 19 приведен график вибросигнала, зарегистрированного на корпусе ступени, после медианной фильтрации и полосового фильтра Баттерворда [38] с средней частотой 21,5 Гц и полосой пропускания 2 Гц.

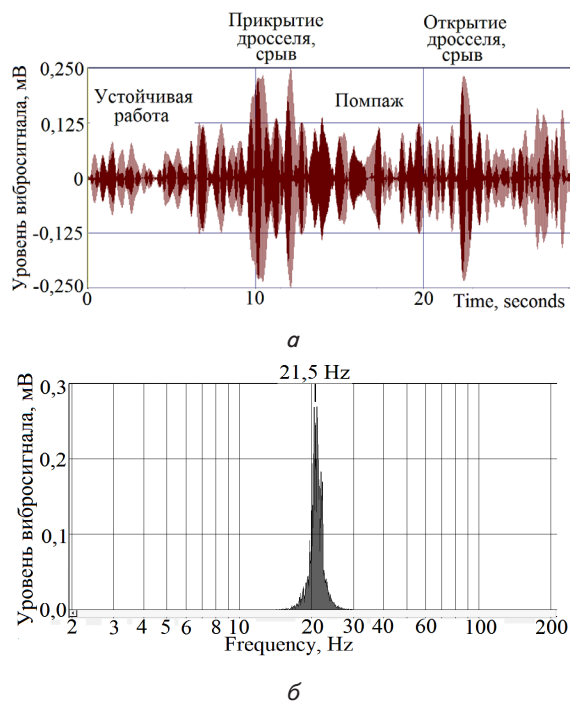


Рис. 19. Вибросигнал после медианной фильтрации и полосового фильтра: а — во временной области; б — в частотной области (10-я секунда)

Из приведенных графиков видно, что уровень вибросигнала при развитии вращающегося срыва, как минимум, вдвое превышает сигнал, соответствующий устойчивой работе, что может служить критерием для формирования команды о предпомпажном режиме работы компрессора. При помпаже вращающийся срыв пропадает, на спектрограмме появляется составляющая на низкой частоте 9,8 Гц, свидетельствующая о наличии помпажа. Увеличение сигнала после помпажного режима обусловлено уменьшением дросселирования.

Таким образом, алгоритм выявления предпомпажного состояния компрессора по уровню вибраций корпуса компрессора содержит:

- измерение штатным индукционным датчиком частоты вращения ротора с штатной частотой опроса 5 Гц, формирование пилот-сигнала;
- регистрацию вибраций на корпусе компрессора с частотой не менее удвоенной частоты вращения ротора;
- расчет частоты вращающегося срыва и ширины полосы пропускания полосового фильтра;
- формирование полосового фильтра;
- медианную фильтрацию текущего вибросигнала;
- полосовую фильтрацию обработанного сигнала, определение уровня сигнала;
- выработку сигнала о возможном развитии помпажа и управляющей команды на парирование срыва при превышении сигналом порогового уровня.

Увеличить надежность срабатывания противопомпажной защиты и повысить эксплуатационную надежность газотурбинного двигателя за счет исключения ложных срабатываний системы можно при одновременном использовании нескольких источников информации, в том числе спектральных составляющих вибрации корпуса компрессора. Сигнал, получаемый от одного источника, подтверждается (или блокируется) сигналом от другого источника иной физической природы, что значительно снизит вероятность ложных срабатываний и повысит надежность работы противопомпажной системы.

## 7. Выводы

В результате проведенных исследований:

1. Проанализированы существующие способы диагностики предпомпажного состояния осевых компрессоров авиационных ГТД. По результатам численного моделирования и экспериментальных исследований изучен процесс развития нестационарности течения в ступени осевого компрессора от появления первоначальной вихревой зоны до помпажа.

2. Проанализированы аэродинамические источники нестационарных сигналов (вращающийся срыв и помпаж), вызывающие пульсации давления в проточной части и вибрации корпуса компрессора. Проведена сравнительная оценка обработки нестационарных процессов с помощью быстрого преобразования Фурье и Wavelet-преобразования.

3. По результатам численного моделирования и экспериментов выявлены несколько спектральных составляющих, реагирующих на нестационарность течения в ступени компрессора. В качестве информативных частотных составляющих предпомпажного состояния компрессора могут быть использованы уровни пульсаций давления над рабочим колесом с частотой следования рабочих лопаток и спектральные составляющие вибрации с частотой вращающегося срыва.

4. По результатам выполненных экспериментальных исследований уточнены коэффициенты в формуле, предложенной ЦИАМ для определения зависимости частоты вращающегося срыва от относительного диаметра втулки ступени компрессора. Увеличение уровня вибраций на этой частоте может служить критерием предпомпажного состояния осевого компрессора.

5. Предложен алгоритм для автоматического обнаружения периодических составляющих нестационарных параметров вибрации, измеряемых на корпусе компрессора, и формирования управляющих воздействий для антипомпажной защиты. Особенности алгоритма состоят в медианной фильтрации вибросигнала с последующим прохождением его через полосовой фильтр. Опорная частота полосового фильтра и ширина полосы пропускания формируются по пилот-сигналу, получаемому с датчика частоты вращения ротора. Сигнал о возможном развитии помпажа и формирование управляющей команды на парирование срыва формируются при превышении отфильтрованным вибросигналом порогового уровня.

Литература

1. Августинovich, В. Г. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях [Текст] / В. Г. Августинovich, Ю. Н. Шмотин, А. П. Сипатов и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 536 с.
2. Ануров, Ю. М. Особенности расчета границы срыва осевых компрессоров ГТД [Текст] / Ю. М. Ануров, В. А. Коваль, В. Е. Михайлова и др. // Газотурбинные технологии. – 2013. – № 9. – С. 28–31.
3. Дзензерский, В. А. Моделирование нестационарных турбулентных течений при обтекании подвижных тел сложной геометрии на основании уравнений Навье-Стокса [Текст] / В. А. Дзензерский, А. А. Приходько, Д. А. Редчиц, Н. М. Хачапуридзе // Вісник Харківського національного університету. – 2009. – № 847. – С. 150–166.
4. Коваль, В. А. Прогнозирование режимов вращающегося срыва в ступени осевого компрессора с учетом формирования профильного и торцевого пограничных слоев [Текст] / В. А. Коваль, Е. А. Ковалева // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – Т. 3, № 3 (45). – С. 4–8. – Режим доступа: <http://journals.uran.ua/eejet/article/view/2786/2592>
5. Колесинский, Л. Д. Исследование процессов развития вращающегося срыва в осевом компрессоре после нарушения газодинамической устойчивости [Текст] / Л. Д. Колесинский // Ученые записки ЦАГИ. – 2008. – Т. 39, № 1–2. – С. 92–98.
6. Mathioudakis, K. Three-dimensional flow in deep rotating stall cells of an axial compressor [Text] / K. Mathioudakis, F. A. E. Breugelmans // Journal of Propulsion and Power. – 1988. – Vol. 4, Issue 3. – P. 263–269. doi: 10.2514/3.23058
7. Колесинский, Л. Д. Анализ протекания нестационарных явлений в многоступенчатом осевом компрессоре, работающем в системе стенда, при помпаже [Текст] / Л. Д. Колесинский, О. В. Макашева // Ученые записки ЦАГИ. – 2008. – Т. 39, № 4. – С. 46–59.
8. Батурин, О. В. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики [Текст] / О. В. Батурин, Д. А. Колмакова, В. Н. Матвеев. – Самара: СГАУ, 2013. – 160 с.
9. Langtry, R. Overview of Industrial Transition Modelling in CFX [Text] / R. Langtry, F. Menter. – Technical Report ANSYS. Germany, Otterfing, 2006. – 172 p.
10. Фрик, П. Г. Турбулентность: подходы и модели [Текст] / П. Г. Фрик. – Москва – Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2003. – 292 с.
11. Alvelius, K. Direct numerical imulation of rotating channel flow at various Reynolds numbers and rotation number [Text] / K. Alvelius, A. V. Johansson. – Stockholm, Sweden, 1999. – 43 p.
12. Андерсон, В. Вычислительная гидромеханика и теплообмен. Т. 1-2 [Текст] / В. Андерсон, Дж. Таннехилб, Р. Плетчер. – М.: Мир, 1990. – 384 с., 337 с.
13. Макаров, В. Е. Аэроупругость лопаточных машин: 3D моделирование вынужденных колебаний лопаток вентилятора и расчетная оценка условий возникновения автоколебаний в квази-SD постановке [Текст]: сб. тезисов / В. Е. Макаров, С. П. Андреев, В. А. Шорстов, Т. В. Буюкли. – Саров, РФЯЯЦ-ВНИИЭФ, 2010. – С. 92.
14. Gorla, R. S. R. Unsteady Fluid Structure Interaction in a Turbine Blade. Vol. 4 [Text]: conference / R. S. R. Gorla, S. S. Pai, I. Blankson, S. C. Tadepalli, S. R. Gorla. – Turbo Expo 2005. – USA, 2005. doi: 10.1115/gt2005-68157
15. Zhang, M. Analysis on Flutter Characteristics of Transonic Compressor Blade Row by a Fluid-Structure Coupled Method. Vol. 7 [Text]: conference / M. Zhang, A. Hou, S. Zhou, X. Yang. – Turbo Expo 2012. – Denmark, 2012. doi: 10.1115/gt2012-69439
16. Doi, H. Fluid/Structure Coupled Aeroelastic Computations For Transonic Flows in Turbomachinery. Vol. 4 [Text]: conference / H. Doi, J. J. Alonso. – Turbo Expo 2002. – Netherlands, 2002. doi: 10.1115/gt2002-30313
17. Luengo, A. S. Validation of Linearized Navier-Stokes Based Flutter Prediction Tool Part 2: Quantification of the Prediction Accuracy on a Turbine Test Case. Vol. 7 [Text]: conference / A. S. Luengo, D. M. Vogt, S. Schmitt, T. H. Fransson. – Turbo Expo 2012. – Denmark, 2012. doi: 10.1115/gt2012-69682
18. McBean, I. Simulations of Aeroelasticity in an Annular Cascade Using a Parallel 3-Dimensional Navier-Stokes Solver. Vol. 5 [Text]: conference / I. McBean, F. Liu, K. Hourigan, M. Thompson. – Turbo Expo 2002. – Netherlands, 2002. doi: 10.1115/gt2002-30366
19. Spalart, P. R. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows [Text]: conference / P. R. Spalart, S. R. Allmaras. – USA, 1992. doi: 10.2514/6.1992-439
20. Редчиц, А. А. Математическое моделирование отрывных течений на основе нестационарных уравнений Навье-Стокса [Текст] / А. А. Редчиц // Научные ведомости БелГУ. – 2009. – № 13. – С. 118–146.
21. Menter, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F. R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, Issue 8. – P. 1598–1605. doi: 10.2514/3.12149
22. Micallef, D. Three-Dimensional Viscous Flutter Analyses of a Turbine Cascade in Subsonic and Transonic Flows. Vol. 7 [Text]: conference / D. Micallef, D. Witteck, A. Wiedermann, D. Klu, R. Mailach. – Turbo Expo 2012. – Denmark. doi: 10.1115/gt2012-68396
23. Кривошеев, И. А. Выбор модели турбулентности при расчете потерь давления в проточной части ГТД с использованием программного комплекса ANSYS CFX [Текст] / И. А. Кривошеев, А. Ю. Чечулин, Ю. А. Хохлова // Вестник УГАТУ. – 2011. – Т. 15, № 2 (42). – С. 68–73.
24. Вожаев, В. В. Методика расчета аэродинамических характеристик воздушного винта при вычислениях на основе решений уравнений Навье-Стокса [Текст] / В. В. Вожаев, Л. Л. Теперин // Полет. – 2014. – № 5. – С. 28–36.

25. Вожаев, В. В. Влияние модели турбулентности на точность расчета аэродинамических характеристик механизированного крыла [Текст] / В. В. Вожаев // Техника воздушного флота. – 2011. – № 3. – С. 16–22.
26. Юн, А. А. Теория и практика моделирования турбулентных течений: [Текст]: уч. пос. / А. А. Юн. – Москва, 2009. – 273 с.
27. Электронный журнал для пользователей САЕ-системой ANSYS [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ansysolutions.ru/>
28. Варжицкий, Л. А. Исследование спектральной модели пульсаций давления в осевом компрессоре для диагностики газодинамической неустойчивости [Текст]: сб. науч. трудов / Л. А. Варжицкий, Ю. В. Киселев, М. К. Сидоренко. – Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. – Куйбышев: КУАИ, 1988. – С. 20–24.
29. Чигрин, В. С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст]: навч. пос. / В. С. Чигрин, С. І. Суховій. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ», 2012. – 264 с.
30. Колесинский, Л. Д. Определение вращающегося срыва в осевом многоступенчатом компрессоре ГТД [Текст] / Л. Д. Колесинский, О. В. Макашева // Полет. – 2010. – № 3. – С. 36–41.
31. Киприч, Т. В. Исследование методов и моделей обнаружения помпажных явлений в системе автоматического управления ГТД [Текст] / Т. В. Киприч, В. Н. Харитонов, В. И. Дубровин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 9. – С. 206–210.
32. Мохаммадсадеги, Ф. Моделирование срывных и неустойчивых режимов работы ступени осевого компрессора для диагностики его предпомпажного состояния [Текст] / Ф. Мохаммадсадеги // Вестник двигателестроения. Научно-технический журнал. – 2014. – № 2. – С. 80–83.
33. Михайлов, А. Л. Диагностика автоколебаний рабочего колеса компрессора малоразмерного ГТД [Текст] / А. Л. Михайлов, О. Л. Посадова // Контроль. Диагностика. – 2008. – № 7. – С. 47–50.
34. Шорин, В. П. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления [Текст] / В. П. Шорин, Е. В. Шахматов, А. Г. Гимадиев и др. – Самара: СГАУ, 2007. – 132 с.
35. Большаков, И. А. Прикладная теория случайных потоков [Текст] / И. А. Большаков, В. С. Ракошиц. – М.: Сов. радио, 1978. – 248 с.
36. Бардин, Б. В. Быстрый алгоритм медианной фильтрации [Текст] / Б. В. Бардин // Научное приборостроение. – 2011. – Т. 21, № 3. – С. 135–139.
37. Бурау, Н. І. Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики двигунів [Текст]: монографія / Н. І. Бурау, Л. Л. Яцко, О. М. Павловський, Ю. В. Сопілка. – К.: НАУ, 2012. – 152 с.
38. Айфичер, Э. С. Цифровая обработка сигналов: практический подход [Текст] / Э. С. Айфичер, Б. У. Джервис; 2-е изд. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2008. – 992 с.