

УДК 621.45

**В.С. ЧИГРИН, Ф. МОХАММАДСАДЕГИ***Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Украина***ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗВИТИЯ  
НЕУСТОЙЧИВЫХ ТЕЧЕНИЙ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ**

*Приведены результаты экспериментальных исследований и моделирования неустойчивых течений в ступени осевого компрессора. Рассмотрена динамика потери газодинамической устойчивости ступени компрессора, выполнены экспериментальные исследования с измерением пульсаций давления и спектральных составляющих вибрации для определения информативных критериев обнаружения предпомпажного режима. Обоснована необходимость разработки и внедрения систем автоматического регулирования предупреждения помпажа компрессора ГТД. Сформулированы основные направления по разработке систем предупреждения помпажа компрессора, главными из которых являются выявление информативных признаков зарождения предпомпажных режимов и разработка автоматических систем предупреждения зарождения помпажа.*

**Ключевые слова:** неустойчивая работа ГТД, компрессор ГТД, вращающийся срыв, помпаж, система предупреждения помпажа.

**Введение и постановка задачи**

Одним из направлений исследований при создании авиационных газотурбинных двигателей нового поколения является расширение области устойчивой работы компрессора за счет повышения эффективности методов диагностирования его неустойчивой работы (помпажа и вращающегося срыва) и ликвидации неустойчивого режима на ранней стадии его развития. Помпажные явления приводят к выходу из строя лопаток компрессора, перегреву лопаток турбины, низкочастотной вибрации, осевому перемещению ротора, выходу из строя опор и уплотнений и, как следствие, к динамическим напряжениям, значительно превосходящим напряжения, на которые рассчитывалась конструкция двигателя.

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

Известны два основных механизма порождения срыва:

- вращающееся длинноволновое синусоидальное возмущение осевой скорости (модальная волна);
- местное (пиковое) возмущение, быстро развивающееся от первоначального размера 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 т. др. 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 быстротекущий процесс слабого динамического отрыва распространяется на относительном радиусе  $\bar{r} \approx 0,94 \dots 0,98$ , образуя на периферии канала одну или несколько ПВЗ толщиной около 10 % от высоты лопатки. Скорость вращения таких зародышевых зон близка к скорости вращения рабочего колеса ( $\bar{\omega}_{\text{ср}} = \omega_{\text{ср}} / \omega_{\text{РК}} \approx 0,97$ ). Этот процесс протекает достаточно быстро (приблизительно 0,1 с) и завершается формированием вращающегося срыва в виде периодических колебаний давления в диапазоне частот 0,3...0,6 от частоты вращения ротора.

Анализ стендовых и летных испытаний двигателей [6] показывает, что развитие зон вращающегося срыва в компрессоре может являться универсальным предвестником возникновения помпажного режима.

**1. Моделирование неустойчивых режимов ступени осевого компрессора**

Численный эксперимент на сегодняшний день является наиболее перспективным средством осуществления проектировочных, проверочных и оптимизационных расчетов. Течение моделировалось в программном комплексе ANSYS CFX. Рассматривалось течение теплопроводного сжимаемого вязкого

турбулентного газа. Для решения использован программный пакет CAE класса. В этом программном комплексе на базе гипотезы Буссинеска уравнения Навье-Стокса в дифференциальной форме замыкаются с помощью полуэмпирических моделей турбулентности. Для моделирования использована первая ступень осевого компрессора турбовального ГТД. В результате профилирования были получены геометрическая модель профиля пера лопатки и координаты точек профиля лопатки по трем сечениям – корневому, среднему и периферийному, которые были импортированы в ANSYS DesignModeler. Модель лопатки построена по трем сечениям с помощью оператора Skin/Loft. Модели лопатки и межлопаточного канала представлены на рис. 1.

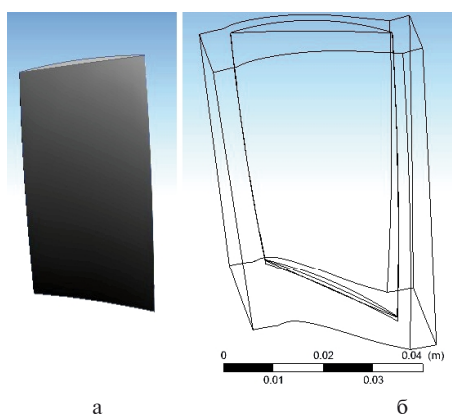


Рис. 1. Модели лопатки (а) и проточной части (б)

Для межлопаточного канала в ANSYS TurboGrid с помощью метода ATM Optimize построена качественная гексагональная (структурированная) сетка конечных элементов (СКЭ). Для ее построения использованы автоматизированные приемы, требующие минимально необходимого количества настроек пользователя. Сетка проточной части показана на рис. 2.

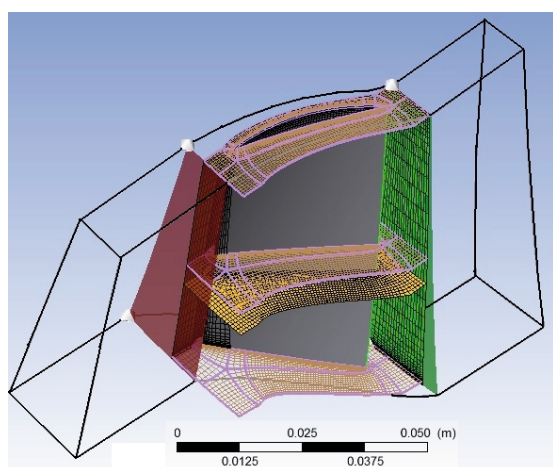


Рис. 2. Результаты построения «жидкой» СКЭ

Сетка имеет сгущения вблизи пера лопатки, верхней и нижней стенок канала для моделирования турбулентности. Алгоритм построения содержит проверку правильного расположения условных интерфейсов (вход, выход из канала, периферийный и втулочный обводы, поверхности осесимметрии). Радиальный зазор на периферии составляет 0,15мм.

На рис. 3-5 приведены результаты моделирования скорости течения в межлопаточном канале при обтекании профиля рабочей лопатки осевого компрессора на различных режимах работы.

В работе [7] рассмотрена система, соответствующая авиационному ГТД, которая состоит из компрессора, некоторой небольшой емкости (камеры сгорания), в которой можно пренебречь инерционностью потока, и дросселя (соплового аппарата турбины). Моделирование показало, что на устойчивых режимах работы происходит практически бесрывное обтекание профиля. Работа системы в точке «а» (рис. 3), безусловно, устойчива.

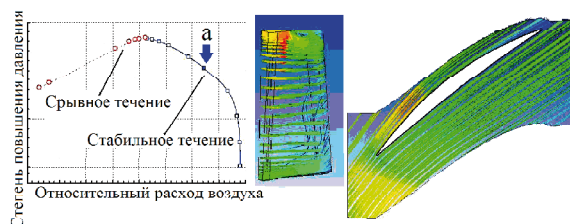


Рис. 3. Эпюра скоростей потока при бесрывном обтекании профиля

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. При уменьшении расхода воздуха увеличивается давление за компрессором, но система остается устойчивой, хотя изменяются условия обтекания лопаток, и в межлопаточном канале возникают срывные явления (точка «б», рис. 4).

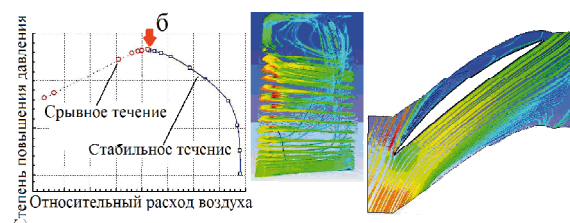


Рис. 4. Формирование срыва потока на спинке профиля

При дальнейшем уменьшении расхода воздуха и переходе на участок левее точки «в» (рис. 5) ПВЗ переходит в развитый вращающийся срыв, наличие отрыва погранич-

ного слоя на спинке профиля приводит к образованию течения по типу «струя – след», происходит снижение массового расхода воздуха, течение оказывается неустойчивым, возникают интенсивные радиальные течения и обратное течение воздуха в межлопаточном канале (помпаж).

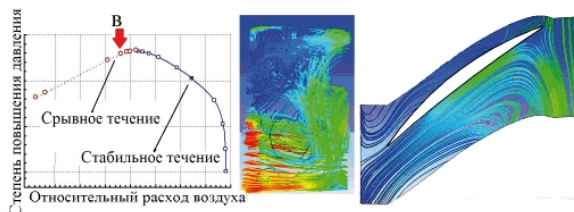


Рис. 5. Помпажный режим

Результаты моделирования вывели одно из важных свойств межлопаточного течения в ступени осевого компрессора – радиальное равновесие течений по высоте межлопаточного канала. На расчетном режиме каждое сечение ориентировано по отношению к потоку оптимальным образом. Если расход воздуха изменяется, то расчетные условия нарушаются, и местные сечения лопатки оказываются в очень разных условиях.

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.

## 2. Экспериментальное исследование течения в ступени осевого компрессора

Результаты моделирования были экспериментально проверены на лабораторной установке, представляющей собой ступень осевого компрессора, вращающуюся с частотой

2400...2600 об/мин. Датчики давления устанавливались на рабочем колесе, на выходе из ступени и на входе в ступень. Ввод компрессора в состояние неустойчивой работы производился плавным дросселированием потока заслонкой на выходе из компрессора.

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. 6 приведены спектрограммы пульсаций давления, записанных датчиком над рабочими лопатками (верхние графики) и на выходе из ступени (нижние графики). 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, установленного на выходе из ступени (рис. 6, а). При возникновении ПВЗ лопаточные составляющие с датчика над лопатками увеличились приблизительно на 510 дБ, при этом изменения составляющих с датчика за ступенью практически не отмечено. При помпажном режиме составляющие с датчика над лопатками возросли, особенно высшие (2-я и 3-я – на 8 дБ). Увеличение лопаточных составляющих на 57 дБ при помпаже отмечено и с датчика за ступенью. Датчик, установленный на входе в ступень, отреагировал только на развитый помпаж.

Увеличение лопаточных составляющих может быть использовано для формирования сигнала о возникновении срыва или помпажа, что подтверждают результаты исследований, приведенные в [8].

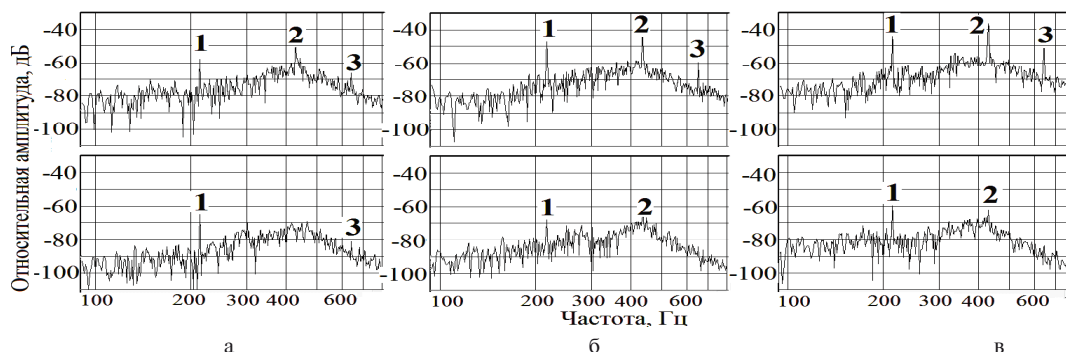


Рис. 6. Спектрограммы пульсаций давления (номерами указаны лопаточные частоты): а - устойчивая работа; б – срывное течение; в – помпаж

Техническая реализация измерения пульсаций давления с помощью акустических зондов рассмотрена в работе [9]. Однако обработку таких сигналов можно выполнить только для компрессора, имеющего невысокую частоту вращения. Как отмечается в [10], метод выявления нестационарных течений в осевом компрессоре, основанный на использовании датчиков статического давления потока для ГТД с высокими частотами вращения ротора 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, что является сложной технической проблемой. При частоте вращения ротора 18000 об/мин и, например, количестве лопаток на неустойчиво работающей 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.

В качестве альтернативного источника информации о неустойчивых режимах течения в компрессоре можно использовать вибрации корпуса, возникающие от вращающегося срыва. 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 [11].

Зоны срыва движутся по окружности в направлении, противоположном направлению вращения ротора, со скоростью  $\omega_{ср} < \omega_p$ , то есть относительно неподвижного наблюдателя зоны движутся в направлении вращения ротора со скоростью  $\Omega = \omega_p - \omega_{ср}$ .

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. Появление такой вибрации свидетельствует о возможности развития помпажа в компрессоре.

Величина скорости вращения срыва находится в диапазоне  $(0,3...0,7) \omega_{рот}$  в зависимости от количества рабочих и неподвижных лопаток и относительного диаметра втулки.

Для регистрации вибраций использован акселерометр Д14 с коэффициентом передачи 1,5 мВ/мс<sup>-2</sup>. Датчик устанавливался на корпусе компрессора на шпильку перпендикулярно и параллельно оси вращения ротора. Вибросигнал подавался на компьютер, где записывался и обрабатывался с помощью быстрого преобразования Фурье (БПФ).

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

На рис. 7 приведены фрагменты спектров в диапазоне роторных частот при устойчивой работе компрессора, вращающемся срыве и помпаже, полученные спектральным разложением вибросигнала с датчика, установленного по оси компрессора. Результаты эксперимента показали, что общий уровень вибросигнала в широкой полосе частот при возникновении вращающегося срыва изменяется незначительно и не может служить диагностическим признаком возникновения предпомпажного состояния.

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. На графике рис. 7, б в диапазоне 0,3...0,7 от частоты вращения ротора находится одна спектральная составляющая с частотой 21,5 Гц. На графике рис. 7, в срывная составляющая отсутствует, но появилась составляющая на частоте около 10 Гц, характерная для режима помпажа.

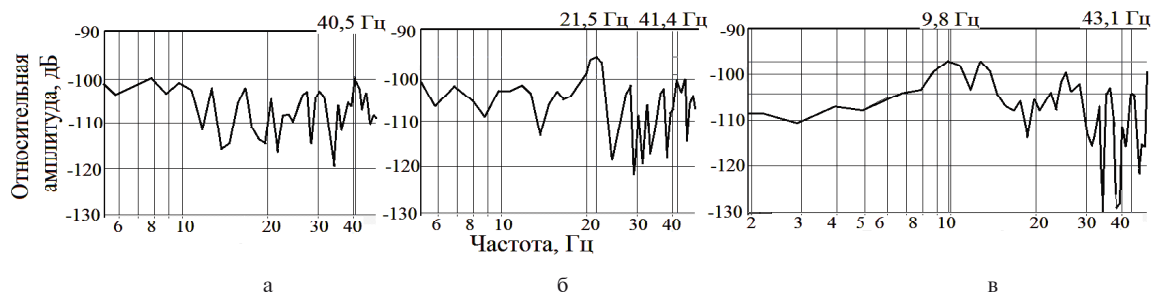


Рис. 7. Спектры вибросигналов: а – устойчивая работа; б – вращающийся срыв; в - помпаж

В работе [12] приведена графическая зависимость для ориентировочного определения частоты вращающегося срыва, построенная по экспериментальным материалам, полученным в ЦИАМ и ВВИА им. Н.Е Жуковского. Относительная скорость вращения срыва  $\bar{\omega}_{\text{ср}} = \omega_{\text{ср}} / \omega_{\text{рот}}$  определяется в зависимости от относительного диаметра втулки  $\bar{d}$ . Методика работоспособна в диапазоне относительных частот вращения ротора  $\bar{n} = 0,3...1,0$ . В работе [13] выполнена аппроксимация зависимости полиномом второй степени:

$$\bar{n}_{\text{ср}} = -1,4643\bar{d}^2 + 1,228\bar{d} + 0,26.$$

Относительный диаметр втулки в экспериментальной установке составляет  $\bar{d} = 0,58$ , тогда расчетная частота вращающегося срыва с одной срывной зоной равна  $0,48 \omega_{\text{рот}}$ , что соответствует частоте на срывном режиме 20,3 Гц. В эксперименте срывная гармоника имеет частоту 21,5 Гц, что удовлетворительно согласуется с расчетом (рассогласование составляет 5,5%). 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.

В последнее время для вторичной обработки сигнала 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 составляет около 40 оборотов ротора, а с помощью Wavelet-преобразования – до 400 оборотов. Таким образом, при частоте вращения ротора 12000...18000 об/мин на обработку сигнала БПФ потребуются 0,13...0,2 с, что соизмеримо 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 [11], настройка частотных диапазонов которых производится по пилот-сигналу, получаемому с индукционного датчика частоты вращения ротора. Как показано в работе [15], время обработки процесса с помощью оптимального адаптивного полосового фильтра может составлять порядка 0,1 с, что может позволить своевременно сформировать

сигнал на парирование опасного режима еще до возникновения и развития помпажа.

### Заключение

Существующие противопомпажные системы ГТД включаются в работу уже при развитии помпажа, хотя его предшественник, вращающийся срыв, начинается значительно раньше и может служить информационным критерием для включения его в систему автоматики двигателя. Кроме общего уровня пульсаций давления можно выделить несколько спектральных составляющих вибрации, реагирующих на возникновение и развитие вращающегося срыва – предвестника помпажа.

Повысить надежность срабатывания противопомпажной защиты и полнее использовать возможности газотурбинного двигателя за счет исключения ложных срабатываний системы можно за счет одновременного использования 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 исключит ложные срабатывания и повысит надежность работы противопомпажной системы.

### Литература

1. Численное моделирование нестационарных явлений в газотурбинных двигателях [Текст] / В.Г. Августинович, 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 // Современные технологии в газотурбостроении: – 2010. – 3/3(45). – С. 4-8.
5. Колесинский Л.Д. Исследование процессов развития вращающегося срыва в осевом компрессоре после нарушения газодинамиче-

ской устойчивости [Текст] /Л.Д. Колесинский // Ученые записки ЦАГИ, т. 39: – 2008. – № 1-2. – С. 92-98.

6. 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, т. 39: – 2008. – № 4. – С. 46-59.

7. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров: пер. с англ. [Текст] /Н. Кампсти. – М.: Мир, 2000. – 688 с.

8. Варжицкий Л.А. Исследование спектральной модели пульсаций давления в осевом компрессоре для диагностики газодинамической неустойчивости [Текст] / Л.А. Варжицкий, Ю.В. Киселев, М.К. Сидоренко. – Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов. Сборник научных трудов. – Куйбышев: КУАИ, 1988. – С. 20-24.

9. Акустические методы и средства измерения пульсаций давления [Текст] /В.П. Шорин, Е.В. Шахматов, А.Г. Гимадиев и др. – Самара: СГАУ, 2007. – 132 с.

10. Михайлов А.Л. Диагностика автоколебаний рабочего колеса компрессора мало-

размерного ГТД [Текст] / А.Л. Михайлов, О.Л. Посадова // Контроль. Диагностика.– 2008. – № 7. – С. 47-50.

11. Чигрин В.С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст] / В.С. Чигрин, С.І. Суховій. – Х.: Нац. аерокосм. ун-т «ХАІ», 2012. – 264 с.

12. Колесинский Л.Д. Определение вращения срыва в осевом многоступенчатом компрессоре ГТД [Текст] / Л.Д. Колесинский, О.В. Макашева // Полет – 2010. – № 3. – С. 36-41.

13. Мохаммадсадеги Ф. Экспериментальное исследование неустойчивых режимов работы компрессора ГТД [Текст] / Ф. Мохаммадсадеги, Д.Л. Чумаченко, В.С. Чигрин // Газотурбинные технологии. – 2014. – № 10-11. – С. 42-47.

14. Панин В.В. Вейвлет-диагностика вибро-состояния элементов газотурбинного двигателя [Текст] / В.В. Панин, С.В. Енчев, С.С. Товкач // Вестник двигателестроения. – 2014. – №2. – С.233-237.

15. Методи цифрової обробки сигналів для вібраційної діагностики двигунів: моногр. [Текст] / Н.І. Бурау, Л.Л. Яцко, О.М. Павловський, Ю.В. Сопілка. – К.: НАУ, 2012. – 152 с.

Поступила в редакцию 26.06.2015

#### **В.С. Чигрин, Ф. Мохаммадсадегі. Дослідження процесів розвитку нестійких течій в осевому компресорі**

*Приведені результати експериментальних досліджень і моделювання нестійких течій в ступіні осевого компресора. Розглянуто динаміку втрати газодинамічної стійкості ступіні компресора, виконано експериментальні дослідження з виміром пульсацій тиску і спектральних складових вібрації для визначення інформативних критеріїв виявлення передпомпажного режиму. Обґрунтовано необхідність розробки і впровадження систем автоматичного регулювання запобігання помпажу компресора ГТД. Сформульовані основні напрями по розробці систем запобігання помпажу компресора, головними з яких є виявлення інформативних ознак зародження передпомпажних режимів і розробка автоматичних систем запобігання зародження помпажу.*

**Ключові слова:** нестійка робота ГТД, компресор ГТД, обертовий зрив, помпаж, система попередження помпажу.

#### **V.S. Chygryn, F. Mohammadsadeghi. The investigation of unsteady flow origination in an axial compressor**

*The paper addresses the experimental and simulation results of unsteady flow in an axial compressor stage. The paper also deals with the dynamics of hydraulic instability of compressor stage. Experimental researches to determine an informative criteria, which detects the pre-surge condition were carried out. The detection is performed by pressure pulsations and spectral components of the pulsation. The results of the research showed that GTE automatic control systems, which avoid compressor surge, must be developed and implemented. Authors defined main ways of a compressor surge prevention. Main ways are the determination of an informative criterion of pre-surge condition and a development of the surge prevention automatic control system.*

**Key words:** unstable operation of GTE, compressor of GTE, rotation stall, surge, surge prevention automatic control system.