

УДК 629.735

М.Л. ЖИВИРИХИН, В.С. ЧИГРИН

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ»

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕРАСЧЕТНЫХ ПРОЦЕССОВ В СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Статья посвящена актуальной проблеме численного моделирования рабочего процесса в центробежных компрессорах. Процессы рассмотрены на примере быстроходного мало-размерного центробежного компрессора. Проведено профилирование рабочего колеса по одномерной инженерной методике и построена качественная структурированная (гексагональная) сетка конечных элементов. Смоделированы процессы на различных участках напорной ветви дроссельной характеристики, соответствующей максимальному режиму работы. Установлен процесс потери газодинамической устойчивости. Выработаны возможные информационные критерии обнаружения предотпажного состояния ЦБК, сформированы рекомендации к перспективному алгоритму газодинамической защиты компрессора.

Ключевые слова: центробежный компрессор, рабочее колесо, дроссельная характеристика, срыв, газодинамическая устойчивость, граница устойчивой работы, сетка конечных элементов, граничные условия, пульсации.

Введение

В современной авиационной технике применяются центробежные компрессоры (ЦБК), обладающие достаточно высокой степенью совершенства. При достижении степени повышения давления свыше 7...8 единиц резко уменьшается газодинамическая устойчивость ЦБК, возникают срывы, а затем – помпаж – глобальная (полная) потеря устойчивости, недопустимая для компрессора. При эксплуатации ГТД должна быть обеспечена защита компрессора от помпажа на стадии его зарождения.

Существующие алгоритмы обычно формируют сигнал на включение противопомпажной защиты на этапе уже возникшего помпажа [1 - 7] и не позволяют надежно обеспечить защиту компрессора ГТД от помпажа на более раннем этапе его зарождения.

Существующие противопомпажные системы ГТД и их алгоритмы сугубо индивидуальны для каждого конструктивного исполнения. Создание надежной и эффективной системы требует четкого понимания физики процессов, протекающих в самом ЦБК.

Численный эксперимент на сегодняшний день является наиболее перспективным средством осуществления проектировочных, проверочных и оптимизационных расчетов. К основным преимуществам этого метода моделирования, в отличие от натурального, относятся:

- 1) высокая информативность;
- 2) низкая стоимость из-за ненужности испытательных стендов, приборного оснащения,

многочисленного высоко обученного персонала, энергетических (топливных) затрат;

3) абсолютная безопасность для человека и материально-технической базы производства.

Для выполнения поставленной задачи целесообразно применение программного пакета САЕ класса, а именно газодинамического решателя, основанного на методе конечных элементов (КЭ). Также используются дополнительные турбоинструменты на базе единой рабочей платформы [9 - 11].

1. Профилирование рабочего колеса

Для профилирования меридиональных обводов и межлопаточного канала рабочего колеса (РК) использованы одномерные инженерные методики.

Основные исходные данные:

- степень повышения давления в РК $\pi_{РК}^* = 7,8$;
- частота вращения ротора $n = 48470$ об/с;
- расход воздуха $G_B = 1,63$ кг/с;
- полное давление на входе $P_{ВХ}^* = 99197$ Па;
- полная температура на входе $T_{ВХ}^* = 288$ К;
- лопаточные углы входа/выхода $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 48,9^\circ$;
- крутка профиля на входе – свободный вихрь;
- радиальный зазор на периферии – 0,15 мм;
- угол наклона лопаток – 30° .

В результате выполнения расчета получена твердотельная модель лопатки (рис. 1)

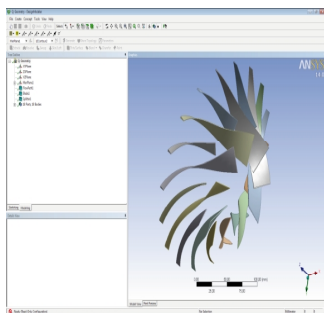


Рис. 1. Результаты расчета колеса ЦБК

2. Создание «жидкостной» сетки межлопаточного канала

С использованием геометрии спроектированного колеса ЦБК выполнено построение качественной гексагональной сетки конечных элементов (СКЭ). Использован автоматизированный алгоритм, в котором задано опорное количество элементов, коэффициенты сгущения и параметры радиального зазора. В результате построения получена трехмерная СКЭ, представленная на рис. 2.

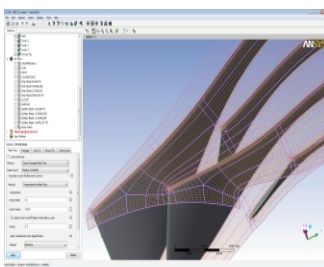


Рис. 2. Результаты построения «жидкостной» СКЭ

3. Создание расчетной модели

Для создания расчетной модели на полученную «жидкостную» сетку межлопаточного канала наложены основные параметры рабочего процесса (рис. 3):

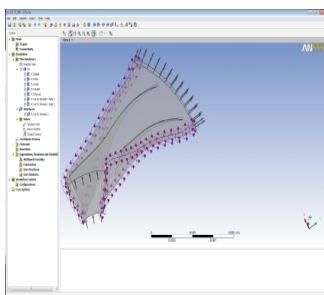


Рис. 3. Расчетная модель межлопаточного канала

- 1) Тип расчета – установившийся;
- 2) Вращение с частотой 48470 обмин⁻¹;
- 3) Рабочее тело – воздух при 25 °С;

- 4) Теплообмен – по полной энергии;
- 5) Турбулентность – сдвиг энергии сжатия;
- 6) Входные/Выходные граничные условия (ГУ):
 - вход: $P^* = 99197$ Па; $T^* = 298,15$ К
 - выход: $P = 350$ кПа;

4. Анализ полученных данных

По результатам моделирования получен достаточно большой массив данных в трехмерной постановке. Для эффективного проведения анализа необходимо выдержать последовательное углубление в исследование, поэтому анализ результатов проводится в следующем порядке:

1. Линии тока на рис. 4 отображают направление и модуль скоростей (с помощью своей окраски).

По данной эпоре можно сказать, что наблюдается расчетное натекание на лопатки (отсутствие вихрей, нормальные углы натекания/отставания), значения скоростей удовлетворяют нормам (дозвуковое течение).

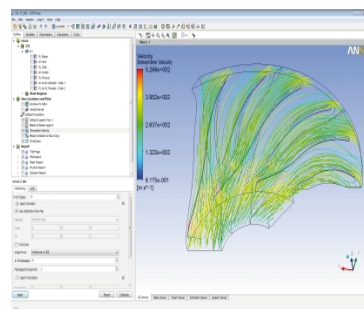


Рис. 4. Линии тока скоростей РК ЦБК

2. Более подробный анализ выполняется при рассмотрении полей параметров в межлопаточном канале (на цилиндрической развертке). На рис. 5 приведены усредненные параметры по площади сечения, поэтому их следует рассматривать как предварительно-оценочные.

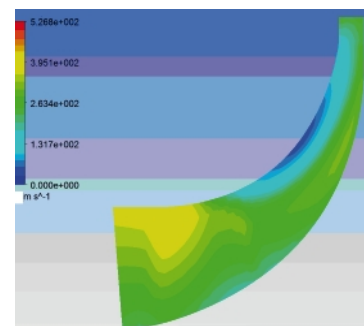


Рис. 5. Усредненная скорость по продольному сечению РК

3. Проводится детальный анализ поля параметров в межлопаточном канале на среднем радиусе, результаты которого показаны на рис. 6.

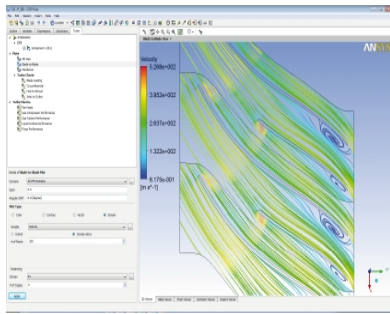


Рис. 6. Распределение скоростей в межлопаточном канале на среднем радиусе

4. Построение дроссельной характеристики

Дроссельная характеристика формируется путем множественного повторения стационарных расчетов, описанных в п. 3, с измененными ГУ. Результаты расчета сформированы в массив усредненных данных, по которому выполнено построение (рис. 7).

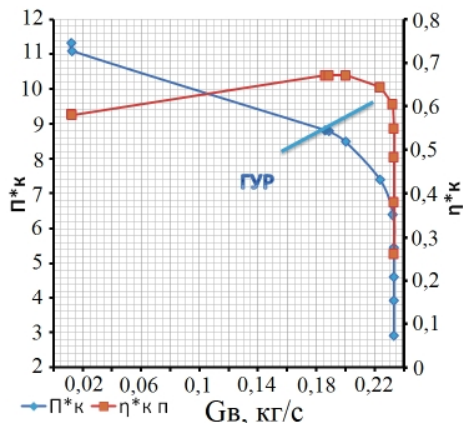


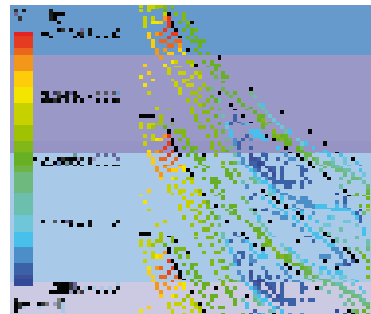
Рис. 7. Дроссельная характеристика РК ЦБК ($n = 48470$ об/мин)

Полученная характеристика достаточно хорошо согласуется с теоретической:

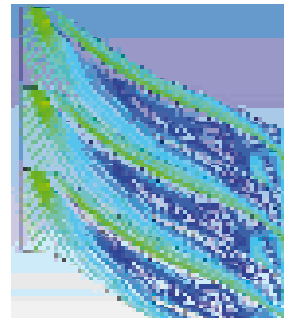
- вертикаль обусловлена заклиниванием вследствие прохождения максимально предельного расхода воздуха G_v , которое сопровождается местными трансзвуковыми областями, скачками уплотнения, препятствующими увеличению G_v ;
- нормальная работа – характеризуется нормальным натеканием;
- изгиб – приближение к границе устойчивой работы (ГУР) – развитые вихри, которые снижают расход воздуха и приводят к «завалу» треугольника скоростей, что в свою очередь вызывает потерю устойчивости.

5. Анализ процессов при потере устойчивости

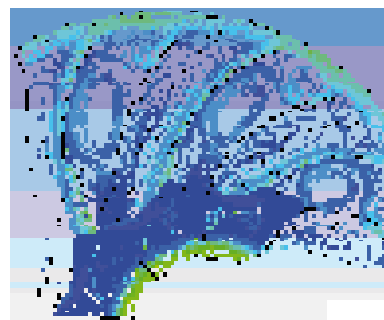
Имея множество рассчитанных точек, можно проследить динамику развития срыва (рис. 8). Зародившийся вихрь вследствие влияния конечного числа лопаток развивается с выхода на вход, приводит к снижению расхода воздуха и потере газодинамической устойчивости (ГДУ).



а



б



в

Рис. 8. Оценка динамики развития срыва в колесе (по струйкам тока скорости): а – работа в районе границы устойчивости; б – срывная работа; в – срывная работа (пространственный вид)

6. Информационные критерии обнаружения предпомпажного состояния ЦБК

Оценка результатов моделирования показала, что наиболее вероятным способом обнаружения срыва является анализ пульсации статического давления над лопатками.

На эпюре статического давления отмечается существенная разница между предсрывной и нормальной работами (рис. 9).

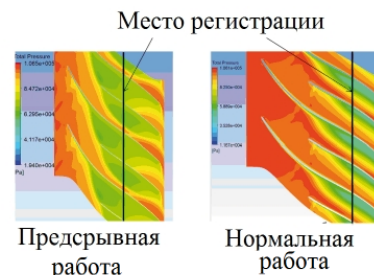


Рис. 9. Распределение давлений в межлопаточном канале на периферии

Обнаружение предсрывного состояния возможно производить двумя способами:

1. С использованием факторного анализа – способа обработки вибрационного сигнала, суть которого заключается в сравнении значения максимальной амплитуды и среднеквадратичного значения:

$$\Delta = P_{\max} - \sigma,$$

где $\sigma = \sqrt{\sum P_i^2 / (n-1)}$ – среднеквадратическое отклонение; P_{\max} – максимальное значение давления.

В случае снижения отслеживаемой разницы ниже допустимого значения, система может сформировать сигнал о предпомпажной работе компрессора:

$$\Delta \leq [\Delta_{\text{пс}}],$$

где Δ – текущее значение фактора; $[\Delta_{\text{пс}}]$ – предельно допустимое значение.

На циклограмме рис. 10 хорошо заметны отличия фактора при нормальной и предпомпажной работе ЦБК.

2. Спектральный анализ – выявляет в качестве диагностического признака провалы давления на величину Δ в определенной частотной полосе f вихря.

На рис. 11 приведена картина распределения давления, которую необходимо зафиксировать с помощью спектрального анализа.

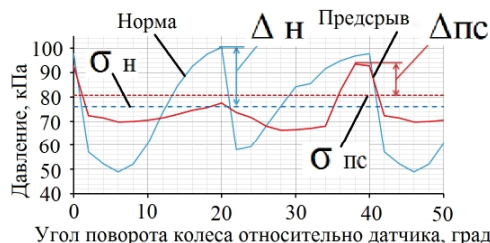


Рис. 10. Пульсации статического давления над лопатками колеса ЦБК

По эпюре, приведенной на рис.11, рассчитывается частота пульсаций давления:

1) Определяется угловой сектор зоны сниженного давления. Ориентировочно сектор равен сектору главного межлопаточного канала:

$$\phi = 360/Z - 3...4^\circ \approx 36^\circ = 0,638 \text{ рад},$$

где $Z = 9$ – количество главных лопаток.

2) Рассчитываются скорости вращения ротора:

$$\omega = \pi n / 30 = 4888 \text{ рад/с};$$

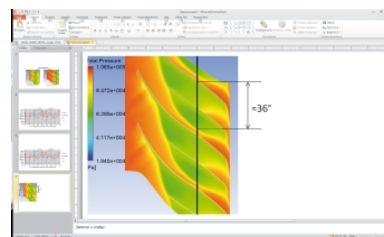


Рис. 11. Картина распределения давления

3) Определяется частота пульсации давления:

$$f = \frac{\omega}{\phi} = 7661 \text{ Гц}.$$

Для формирования полосы анализа добавляется в обе стороны по 100...200 Гц.

Для сравнения, роторная частота составляет $f_{\text{рот}} = 778 \text{ Гц}$.

Расчет показал, что частотная полоса, в которой регистрируется срыв, предшествующий помпажу, близка к первой лопаточной частоте.

Немаловажным является определение в относительных величинах пульсации статического давления, что выполнено зондированием области пониженного давления и области, смежной с ней. Разница давлений в абсолютных значениях составила:

$$\Delta = 94523 - 66893 = 27630 \text{ Па}$$

или в относительных величинах:

$$\Delta \% = \frac{\Delta}{P} \cdot 100 \% = \frac{27630}{94523} \cdot 100 \% = 27,76 \%,$$

что позволяет использовать зарегистрированные срывные пульсации давления для надежной выработки антипомпажных мероприятий задолго до появления самого помпажа ЦБК.

7. Рекомендации к разработке алгоритма обнаружения предпомпажного состояния ЦБК

Таким образом, рекомендации по раннему формированию противопомпажных мероприятий состоят в следующем:

1) Потерю ГДУ возможно обнаруживать за некоторое время до появления помпажа посредством анализа пульсаций статического давления над лопатками. Для этого необходимо измерять:

- частоту вращения ротора n ;
- пульсацию давления P .

2) Обнаружение срыва в ЦБК возможно производить двумя способами:

- выполнять скользящий факторный анализ по разнице амплитуды и СКЗ. Условие срыва – если $\Delta \leq [\Delta_{\text{пс}}]$;

– производить скользящий спектральный анализ, используя быстрое преобразование Фурье (БПФ) или полосовую фильтрацию. Противопомпажный сигнал в этом случае формируется при изменении спектра в определенном частотном диапазоне на частоте вихря $= f(n, \phi)$ на заданную величину Δ .

Параметры двигателя, необходимые для формирования управляющего сигнала и, возможно, подтверждающих и дублирующих сигналов (частота вращения ротора, температура газов за турбиной) регистрируются штатными датчиками двигателя. Для регистрации пульсаций давления необходима установка специального датчика давлений, позволяющего выполнять регистрацию с достаточно высокой частотой (при использовании скользящего БПФ частота регистрации параметра должна быть, как минимум, вдвое выше частоты самой высокой анализируемой гармоники). Датчик должен обладать следующими характеристиками:

- рабочая температура – не менее 250 °С;
- частота опроса – не менее 16 кГц;
- измеряемое давление – не менее 0,9 МПа.

Этим требованиям удовлетворяет, например, датчик давления Kulite ETL-2-DC-140 SERIES (рис.12).



Рис. 12. Датчик Kulite ETL-2-DC-140 SERIES

Датчик пульсации давления необходимо установить над серединой сплитерной лопатки.

Заключение

Полученный материал исследований по своим ключевым позициям оценен на физическую достоверность, что дает возможность его применения при проектировании защиты от помпажа на ранней стадии в реальных изделиях или для дальнейшего развития при создании реальной системы газодинамической защиты ЦБК.

Литература

1. Пат. 2374143С1. Российская Федерация. Способ противопомпажной защиты газотурбинного двигателя. МПК В64D31/00 (2006.01) F04D27/02 (2006.01)[Текст]/ М.А. Сторожев, Г.Н. Леонов, Г.Г. Лазарев, Л.Г. Близиюков. – № 2008125231/11; заявл. 24.06.2008; опубл. 27.11.2009.

2. Пат. 2382909. Российская Федерация. Способ диагностики помпажа компрессора. F04D27/02 (2006.01)[Текст]/ В.С. Чигрин, И.В. Чурбаков. – 2008119292/06; заявл. 15.05.2008; опубл. 27.02.2010.

3. Семенцов, Г.Н. Синтез одноконтурной системы автоматического захисту компрессора від помпажу [Текст]/ Г.Н. Семенцов // Технологічні комплекси: науковий журнал – 2010. – №2. – С. 137-151.

4. Варжицкий, Л.А. Исследование спектральной модели пульсаций давления в компрессоре для диагностики газодинамической неустойчивости [Текст]/ Л.А. Варжицкий, Ю.В. Киселев, М.К. Сидоренко // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: сб. науч. тр. Куйбышевского авиационного ин-та. – Куйбышев; 1988. – 93 с. – С. 20-23.

5. Чигрин, В.С. Віброакустика і вібродіагностика авіаційних двигунів [Текст]: навч. посіб. /В.С. Чигрин, С.І. Суховій. – Х.: ХАІ, 2012. – 264 с.

7. Иноземцев, А.А. Нестационарные явления в турбомашинах [Текст]/ А.А. Иноземцев, В.Г. Августинович, Ю.Н. Шмотин. – Екатеринбург: Уральское отд. РАН. – 1999 – 268 с.

8. Калюжная, В.А. Влияние лопаточного диффузора центробежной ступени на запасы ГДУ и вибронпряженность роторных деталей [Текст]/ В.А. Калюжная, В.С. Борисов // Вестник двигателестроения – 2006. – №3. – С. 14-16.

9. ANSYS INC «ANSYS 14.0 Help, CFX Documentation, CFD Documentation», США Пенсильвания. 2012.

10. ANSYS INC «ANSYS 14.5 lectures, trainers», США Пенсильвания. 2013.

11. Батулин О.В. Исследование рабочего процесса центробежного компрессора с помощью численных методов газовой динамики [Текст]/ О.В. Батулин, Д.А. Колмакова, В.Н. Матвеев. – Самара: СГАУ, 2013. – 160 с.

Поступила в редакцию 12.05.2014

М.Л. Живиріхін, В.С. Чигрин. Чисельне моделювання нерозрахункових процесів у ступені відцентрового компресора

Стаття присвячена актуальній проблемі чисельного моделювання робочого процесу у відцентрових компресорах. Процеси розглянуті на прикладі швидкохідного малорозмірного відцентрового компресора. Виконано профілювання робочого колеса по одновимірній інженерній методиці і побудовано якісну структуровану (гексагональну) сітку кінцевих елементів. Змодельовані процеси на різних ділянках напірної гілки дросельної характеристики, яка відповідає максимальному режиму роботи. Визначений процес втрати газодинамічної стійкості. Вироблені можливі інформаційні критерії виявлення передпомпажного стану ВЦК, сформовані рекомендації до перспективного алгоритму газодинамічного захисту компресора.

Ключові слова: відцентровий компресор, робоче колесо, дросельна характеристика, зрив, газодинамічна нестійкість, межа стійкої роботи, мережа скінчених елементів, граничні умови, пульсації.

M.L. Zhyvyrikhin, V.S. Chygryn. Numerical simulation of underexpanded processes in stage centrifugal compressor

The paper deals with the up to date problem of numerical simulation of centrifugal compressor operation. All considerations in the paper are presented for high-speed low-size centrifugal compressor. To simulate above the mentioned processes the impeller was profiled by the one-dimensional engineering technique and meshed by high quality mapped hexagonal mesh. The simulation covers the operation of the compressor at different sections of maximum constant speed line of throttle performance. Simulation revealed the gas-dynamic instability of operation. To detect the beginning of gas-dynamic instability authors proposed the informative criteria and special arrangements that are profitable to be used in the prospective algorithm of gas-dynamic stability provision.

Key words: centrifugal compressor, impeller, throttle performance, stall, gas dynamic instability, finite element mesh, stability margin, boundary conditions, fluctuations.