

УДК 621.452.3.037.017

doi: 10.32620/aktt.2020.6.04

В. А. ДАЦЕНКО, А. Е. ДЁМИН, Н. В. ПИЖАНКОВА

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

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГРАНИЦЫ ОБЛАСТИ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ ОСЕВОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ РАСЧЕТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Реализация высоких требований, предъявляемых к современным газотурбинным двигателям, зависит от совершенства входящих в их состав узлов. Надежность работы двигателя во многом определяется запасом газодинамической устойчивости компрессора. В данной работе выполнен обзор и анализ некоторых из наиболее распространенных подходов к определению границы области газодинамической устойчивости компрессора расчетным путем. На основе проведенного анализа показано, что наиболее пригодными для практики расчетных исследований на этапе проектирования и доводки компрессора являются фактор диффузорности и эквивалентный коэффициент диффузорности. Однако в разных литературных источниках представлены разные диапазоны предельных значений этих критериев, соответствующие границе газодинамической устойчивости, что в свою очередь может существенно повлиять на запас устойчивости компрессора. В связи с этим возникает необходимость определения предельных значений названных критериев диффузорности, которые могут быть использованы как при проектировании компрессора, так и при построении модели газотурбинного двигателя с использованием повенцового описания лопаточных машин. Для анализа этих критериев выполнен расчет двумерного течения в осевом многоступенчатом компрессоре современного двухконтурного двигателя с использованием программного комплекса AxSut, разработанного на кафедре Теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ». Проведено сопоставление расчетных данных с результатами физического эксперимента. Установлены особенности изменения фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности от режима работы компрессора. Предложены зависимости позволяющие аппроксимировать значения данных критериев в зависимости от частоты вращения для данного компрессора. Представлены рекомендации, уточняющие предельные значения фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности для различных режимов работы компрессора.

Ключевые слова: осевой многоступенчатый компрессор; граница области газодинамической устойчивости; фактор диффузорности; эквивалентный коэффициент диффузорности.

Введение

Надежность и эффективность работы газотурбинных двигателей во многом определяется совершенством входящих в их состав многоступенчатых осевых компрессоров. Высокие параметры, закладываемые при их проектировании, позволяют обеспечить требуемые характеристики двигателя. Одним из таких параметров, определяющих качество ГТД, является запас газодинамической устойчивости компрессора.

Важной является достоверная оценка положения границы устойчивой работы (ГУР) компрессора на его характеристике. Для этого предлагаются различные подходы. Наиболее точным и в то же время наиболее дорогим является экспериментальный метод. Однако при проектировании, когда компрессор еще не изготовлен (т.е. является виртуальным) более актуальной является возможность использования численных методов для моделирования течения в

компрессоре и оценки положения границы области устойчивой работы.

1. Существующие подходы к определению ГУР

Неустойчивые режимы работы многоступенчатого компрессора в системе двигателя могут иметь разные проявления. Если рассматривать причины возникновения этих явлений, относящихся собственно к компрессору, то это, первоначально, срыв потока с профилей лопаточных венцов.

Появление срывных явлений в решетках профилей оценивают на основе зависимостей, опирающихся на результаты опытного анализа течения в диффузорах, плоских или осесимметричных.

В трудах И. В. Брусиловского [1], К. В. Холщеникова [2] и более ранних работах других авторов использовано понятие угла раскрытия эквивалентного диффузора, где под эквивалентным диффузором по-

нимается такой, который имеет одинаковые с межлопаточным каналом степень расширения и приведенную длину.

В работе [3] описан метод определения ГУР на основании сравнения двух скоростей. Предполагается, что в решетках проявляются срывные явления, когда аэродинамическое эквивалентное отношение скоростей становится ниже эквивалентного геометрического отношения скоростей:

$$W_{RE,aero} < W_{RE,geom} \quad (1)$$

Данный подход к определению границы успешно использован в работе [4], однако, в работе [5] отмечается, что данный критерий имеет существенные ограничения по режиму работы компрессора.

В работе [6] в качестве критерия срыва в лопаточном венце принимается значение угла натекания на предсрывном режиме. Данный подход применен в работе [7].

Широкое распространение получили критерии диффузорности, предложенные С. Либляйном для плоских решеток, определяющие отношение максимальной скорости на поверхности профиля в решетке к скорости потока на входе (фактор диффузорности D) [8] или к скорости потока на выходе из решетки (эквивалентный коэффициент диффузорности D_{eq}) [9].

$$D = \frac{W_{max} - W_2}{W_1} \quad (2)$$

$$D_{eq} = \frac{W_{max}}{W_2} \quad (3)$$

где W_{max} - максимальная скорость,

W_1, W_2 - скорость потока на входе в решетку и на выходе из нее,

Далее для профилей серий *NACA-65, C* и *DCA* были получены полуэмпирические зависимости для D_{eq} :

$$D_{eq} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} (1,12 + a(i - i^*)^{1,43} + 0,61 \frac{\cos^2 \beta_1}{\sigma} (\operatorname{tg} \beta_1 - \operatorname{tg} \beta_2)) \quad (4)$$

где i – угол натекания,

i^* – обозначает режим минимальных потерь,

$a=0,0117$ для профилей серии *65*,

$a=0,007$ для профилей серий *C* и *DCA*,

β_1, β_2 – углы входа и выхода потока в решетке, отсчитываемые от оси,

σ – густота решетки.

В развитие работ Либляйна рядом авторов предложены зависимости, уточняющие фактор диффузорности и эквивалентный коэффициент диффузорности. В работе [10] при определении D_{eq} удалось

снять ограничения, связанные с оговоренной толщиной профиля ($\bar{C}_{max} = 0,1$), а также приближенно учесть влияние сжимаемости и сужения трубок тока:

$$D_{eq}^* = \frac{W_{max}}{W_{0,2}} = \frac{W_p}{W_1} \frac{W_{max}}{W_p} \frac{W_1}{W_{0,2}} \quad (5)$$

где $W_{0,2}$ – скорость невозмущенного течения до смешивания следов на выходе из решетки;

W_p – среднее значение скорости в наиболее узком сечении межлопаточного канала.

М. Schobeiri в работе [11] предложил модифицированный фактор диффузорности (D_m), позволяющий учесть изменение осевой скорости потока в лопаточном венце, радиуса струйки тока и числа Маха:

$$D_m = 1 - \frac{1}{\mu} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} + \frac{v \sin \beta_1}{\sigma(v+1)} \left(\frac{1}{\mu v \varphi} (1-v^2) - \cot \beta_1 + \frac{1}{\mu v} \cot \beta_2 \right) \left[1 - \frac{1}{\mu} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} M_1^2 \left(\frac{1}{\mu} \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_2} - 1 \right) \right] \quad (6)$$

где μ – отношение осевых скоростей на входе и выходе,

v – отношение окружных скоростей на входе и выходе,

φ – коэффициент скорости в сечении на выходе,

σ – густота решетки.

В работе [12] использован эквивалентный коэффициент диффузорности D_{eq} , изначально предложенный Сваном [13]:

$$D_{eq} = \left[K_1 + a(i - i^*)^{1,43} \frac{K_2 \cos \beta_1}{\sigma} \left(\operatorname{tg} \beta_1^* - \frac{W_{a2}}{W_{a1}} \operatorname{tg} \beta_2 \right) \right] \times \frac{W_{a1} \cos \beta_2^*}{W_{a2} \cos \beta_1^*} \quad (7)$$

где K_1 и K_2 - коэффициенты, учитывающие отношение толщины профиля к хорде,

W_{1a}, W_{2a} - осевые составляющие скоростей на входе в решетку и выходе из нее.

Более сложными являются критерии позволяющие учесть вязкость рабочего тела. В работе [14] предложен параметр диффузорности, позволяющий учесть снос потока в пограничном слое:

$$D = \sigma \left[1 - \left(\frac{\cos(1 + \gamma + \theta/2)}{\cos(\gamma - \theta/2)} \right)^2 \right] (i + \theta - \Delta\beta) \quad (8)$$

где $\Delta\beta$ - снос потока в пограничном слое,

γ - угол установки лопатки,

θ - угол изгиба профиля.

Стоит отметить, что в зависимости от возможностей используемого для анализа течения метода расчета выполняется и выбор критерия, позволяющего определить ГУР. К примеру, параметр диффузорности [14] возможно использовать только при

расчете пространственного течения с учетом вязкости в силу необходимости учитывать угол скоса потока в пограничном слое.

В работе [15] анализируя данный критерий, показано, что он коррелируется с фактором диффузорности Либляйна, а его предельное значение соответствует предельному значению фактора диффузорности $D=0,6$.

2. Постановка задачи

На основе выполненного анализа литературных источников, а также учитывая, что критерии D_{eq} (эквивалентный коэффициент диффузорности) и D (фактор диффузорности) являются наиболее простыми и удобными для выполнения расчетов и в настоящий момент получили наибольшее распространение в мировой практике, в представленной ниже работе использованы именно эти критерии.

Однако в разных литературных источниках даются разные предельные значения эквивалентного коэффициента диффузорности, ($D_{eq} = 1,6 \dots 1,8$ [16], $D_{eq} = 2$ [9], $D_{eq} = 2 \dots 2,2$ [12]) и фактора диффузорности ($D = 0,6$ [17], $D = 0,5 - 0,6$ [2]), соответствующие границе, использование которых может приводить к существенному изменению положения границы на характеристике.

Целью данной статьи является определение предельных значений критериев диффузорности, которые могут быть использованы для определения границы устойчивости как при проектировании компрессора, так и при построении модели газотурбинного двигателя с использованием повенцового описания лопаточных машин [18].

Для выполнения поставленной задачи необходимо, опираясь на расчетные и экспериментальные данные и их сопоставление, определить предельные значения фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности, соответствующие положению границы на характеристике компрессора.

3. Объект исследования

В качестве объекта исследования выбран шести-ступенчатый компрессор низкого давления трехвального турбореактивного двухконтурного двигателя. На рис. 1 представлена проточная часть компрессора.

4. Метод расчета

Для определения термогазодинамических параметров ступеней и многоступенчатого компрессора, а также последующего расчета критериев диффузорности использован метод расчета и соответствующий программный комплекс AxSym, разработанный на кафедре Теории авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н. Е. Жуковского «ХАИ» [19 - 21]. В основе метода лежит решение системы уравнений Эйлера, записанной в стационарной форме. Для его реализации использован конечно-разностный метод второго порядка точности. Учет проявления вязких эффектов осуществляется на основе результатов обобщений опытных исследований решеток и ступеней. Метод расчета и комплекс программ предназначен для выполнения поверочного расчета осесимметричного до- и трансзвукового течения (до $M = 1,4$) в изолированных ступенях и многоступенчатых осевых компрессорах.

В качестве граничных условий на входе и выходе из расчетной области задается распределение плотности тока или углы наклона линий тока к оси турбомшины по радиусу. На втулочной и периферийной поверхностях в случае отсутствия перепуска и отбора воздуха из проточной части задаются условия непротекания.

Используемый в методе расчета способ учета вязких свойств потока в лопаточных венцах предполагает вычисление в ходе итераций значений потерь полного давления и углов отставания потока в решетках с помощью полуэмпирических зависимостей.

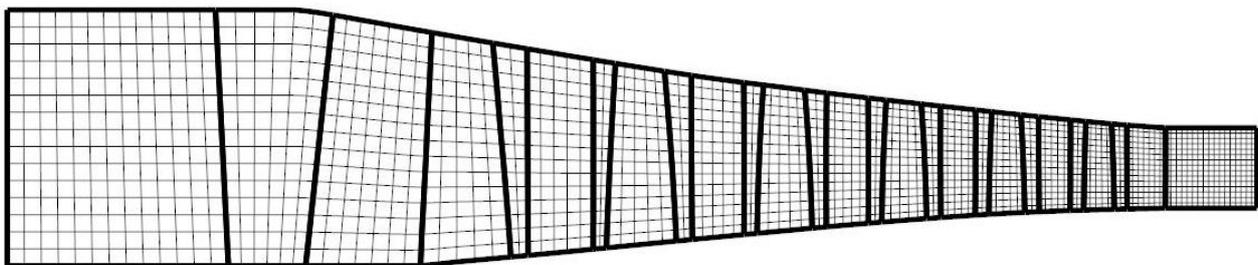


Рис. 1. Проточная часть компрессора

Параметры потока, полученные в результате вычислений на различных радиусах, осредняются с использованием законов сохранения массы, энергии и энтропии, что обеспечивает определение значений интегральных параметров потока для венцов, ступеней и компрессора в целом для получения характеристик.

Исходными данными для расчета служат геометрические параметры проточной части и лопаточных венцов в различных сечениях по высоте, радиальные эпюры параметров потока в сечении на входе (полные давление и температура, угол входа потока) и режим работы компрессора по оборотам и расходу.

В результате расчета данный метод позволяет получать поля термогазодинамических параметров (осевой и радиальной составляющей скорости потока, полных и статических температур и давлений, углов) потока в проточной части компрессора, в том числе и в областях, где расположены лопаточные венцы, а также суммарные характеристики компрессора.

5. Результаты расчета

При выполнении расчета двумерного течения с помощью представленного выше метода приняты стандартные условия на входе (полная температура $T^* = 288,15$ К, полное давление $P^* = 101325$ Па, угол входа потока $\alpha = 90$ град). Расчет проведен без учета перепуска и отборов рабочего тела.

Для определения предельных значений критериев газодинамической устойчивости выполнен анализ термогазодинамических параметров и характеристики компрессора, полученных в результате расчета. На рис. 2 представлена характеристика компрессора в виде зависимости степени повышения давления $\pi_{к}^*$ от приведенного расхода воздуха $\bar{G}_{впр}^*$, полученная расчетным путем в сопоставлении с опытными данными [22]. Параметры представлены в обезразмеренном виде: их значения отнесены к параметрам на «рабочем» режиме, несколько отличающегося от «расчетного»:

$$\pi_{к}^* = \frac{\pi_{к}^*}{\pi_{кp}^*}; \quad \bar{G}_{впр}^* = \frac{G_{в}^*}{G_{вp}^*}; \quad \bar{n} = \frac{n}{n_p}.$$

Как видно из рисунка, результаты расчета вполне удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. На рис. 3 представлены изолинии чисел Маха, полной температуры и давления на «рабочем» режиме. Данный рисунок показывает

особенности обтекания лопаточных венцов компрессора на этом режиме.

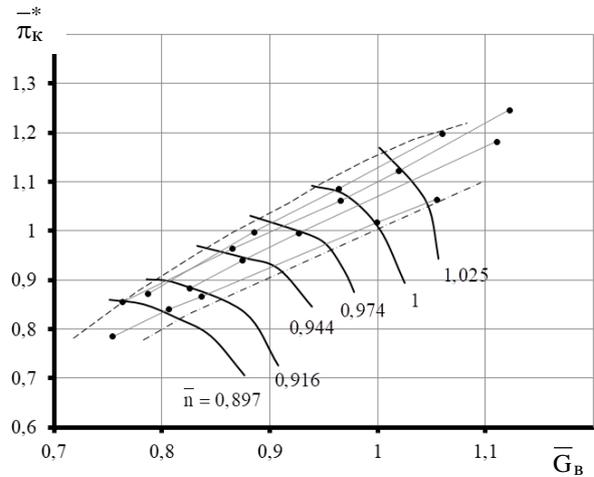


Рис. 2. Характеристика компрессора:
 ● — экспериментальные данные;
 — — расчет компрессора с помощью ПК AxSym;
 - - - - - линия рабочих режимов;
 - - - - - экспериментальная граница области устойчивости

На рис. 4 и 5 представлены радиальные эпюры полного давления и температуры за рабочими колесами всех ступеней вдоль проточной части на «рабочей» частоте вращения на двух режимах по расходу: вблизи линии рабочих режимов и «ГУР». Линия «ГУР» на рис. 2, полученная экспериментально, вполне по понятным причинам расположена на характеристике в области более высоких значений расхода, чем режимы, соответствующие реальной потере устойчивости компрессора.

Как известно, для обеспечения эффективной работы лопаточного венца, а именно бесрывного обтекания профиля в сочетании с высокой нагруженностью огромную роль играет угол натекания. Распределение углов натекания на рабочие колеса по высоте проточной части представлены на рис. 6.

Рисунки 4 – 6 отражают особенности обтекания лопаточных венцов на различных режимах по расходу на «рабочей» частоте вращения. Из рисунков видно, как увеличиваются значения полных температуры и давления при приближении к границе устойчивой работы, особенно вблизи периферийных сечений. Особо ярко выражено увеличение углов натекания на лопатки рабочих колес при приближении к ГУР.

После определения расчетным путем термогазодинамических параметров компрессора на режимах,

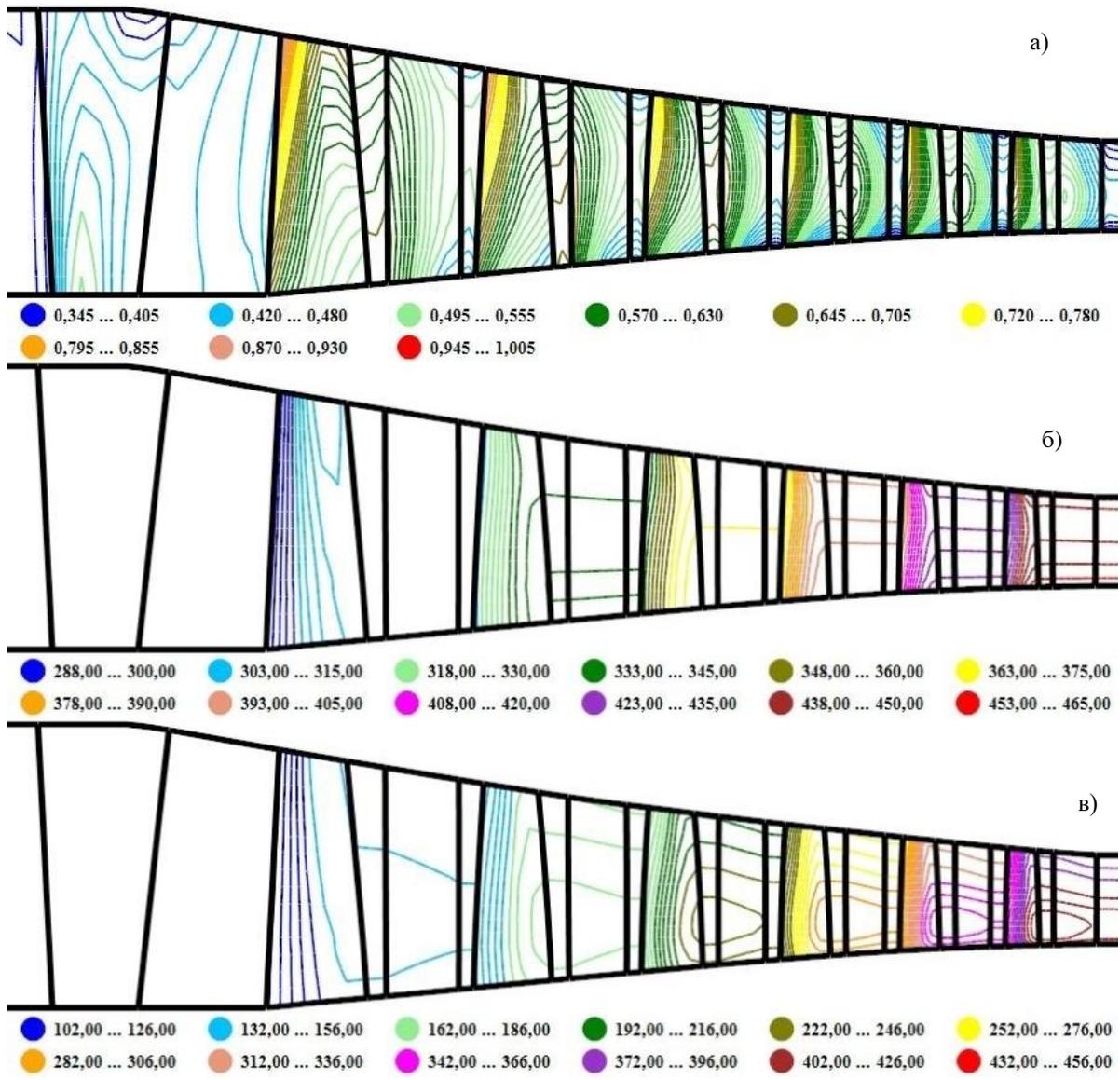


Рис. 3. Изолинии параметров в проточной части компрессора: а) числа Маха, б) полная температура, в) полное давление

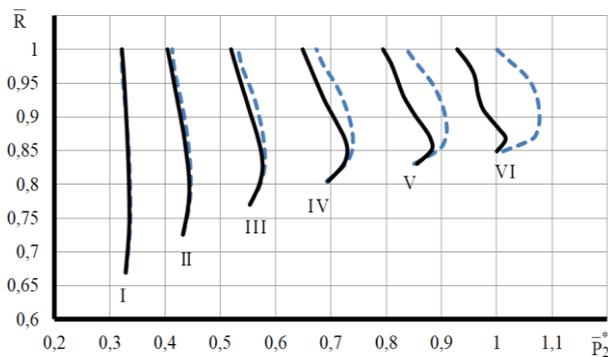


Рис. 4. Поля давлений за рабочими колесами компрессора на двух режимах по расходу:

- «рабочий» режим;
- - - - - вблизи «ГУР»

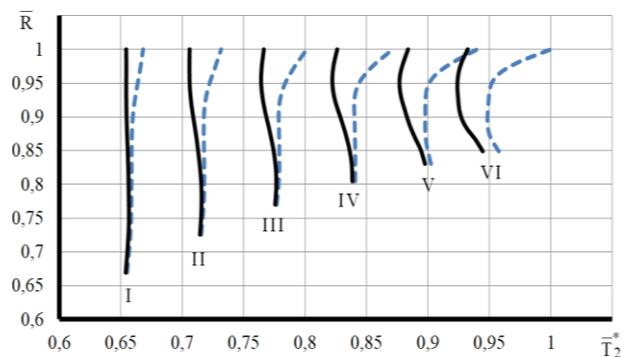


Рис. 5. Поля температур за рабочими колесами компрессора на двух режимах по расходу:

- «рабочий» режим;
- - - - - вблизи «ГУР»

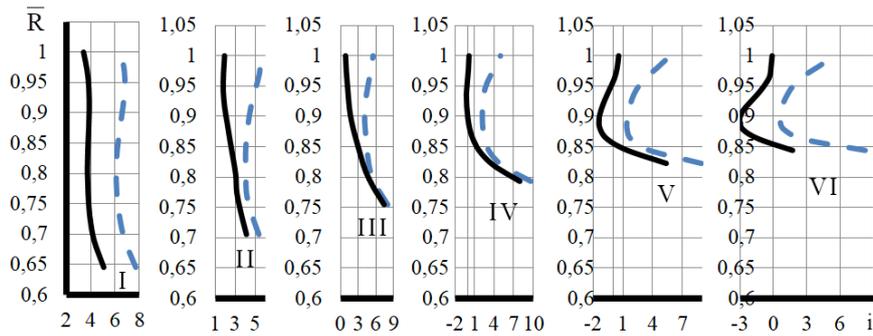


Рис. 6. Распределение по радиусу углов натекания на рабочие колеса:

— «рабочий» режим;
 - - - - - вблизи «ГУР»

соответствующих границе газодинамической устойчивости, согласно экспериментальным данным, найдены значения фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности на различных частотах вращения. На рис. 7 – 8 представлены значения D и D_{eq} на среднем радиусе.

Из графиков видно, что на пониженных по оборотам режимах работы к границе области устойчивой

работы первыми подходят первые ступени, а на повышенных режимах – группа последних ступеней. Также из рисунков следует, что на пониженных режимах работы предельные значения фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности значительно выше, нежели на повышенных режимах. В данном компрессоре во всех ступенях к границе рабочие колеса подходят раньше, чем направляющие аппараты. Это обусловлено распределением

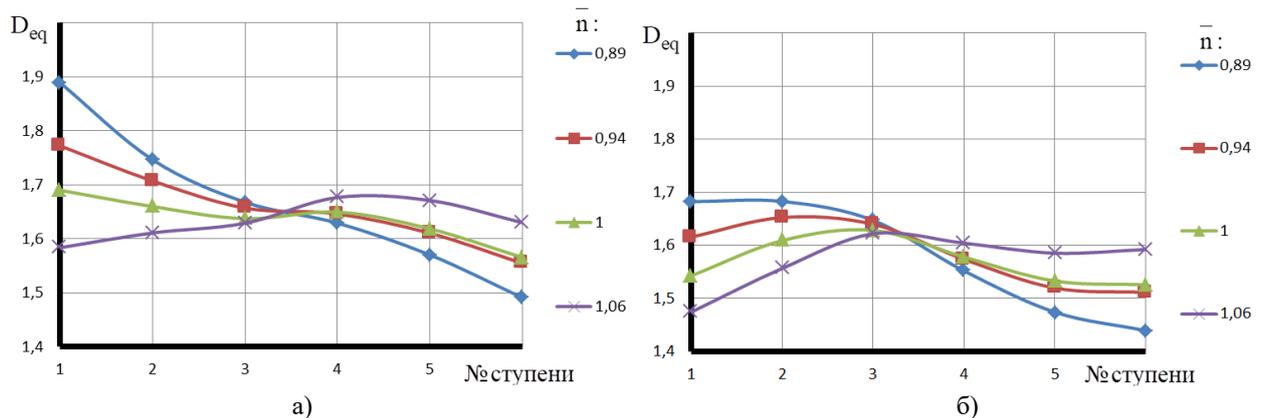


Рис. 7. Значения эквивалентного коэффициента диффузорности на режимах вблизи ГУР для рабочих колес (а) и направляющих аппаратов (б) на среднем радиусе на различных частотах вращения

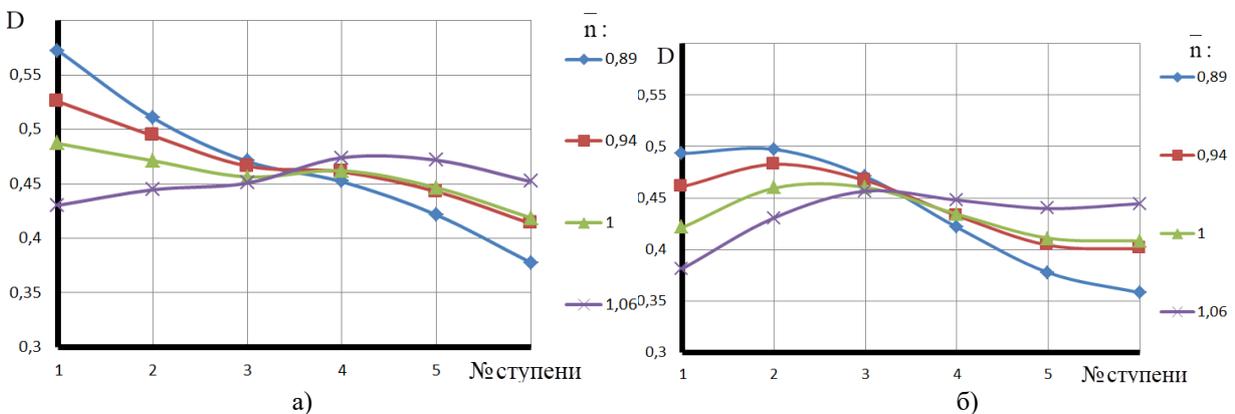


Рис. 8. Значения фактора диффузорности для рабочих колес (а) и направляющих аппаратов (б) на среднем радиусе при различных частотах вращения

нагрузки между венцами: более нагруженные венцы имеют повышенные значения D и D_{eq} .

С учетом особенностей подхода лопаточных венцов к границе на рис. 9 и 10 представлены зависимости фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности от частоты вращения на рабочих колесах первой и последней ступени.

Авторами выполнена аппроксимация этих зависимостей. В результате получены уравнения, позволяющие аппроксимировать значения D и D_{eq} в зависимости от частоты вращения:

$$D = -0,7221n + 1,2025, \quad (9)$$

$$D_{eq} = -1,4827n + 3,1635, \quad (10)$$

для последней ступени:

$$D = 0,2363n + 0,2173, \quad (11)$$

$$D_{eq} = 0,6264n + 0,9561. \quad (12)$$

Полученные зависимости могут быть использованы при анализе предельных значений критериев диффузорности для аналогичных по параметрам дозвуковых ступеней осевых компрессоров.

Очевидно, что величины фактора и эквивалентного коэффициента диффузорности изменяются по высоте лопатки. На рис. 11 – 12 представлены графики распределения фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности на втулочном сечении.

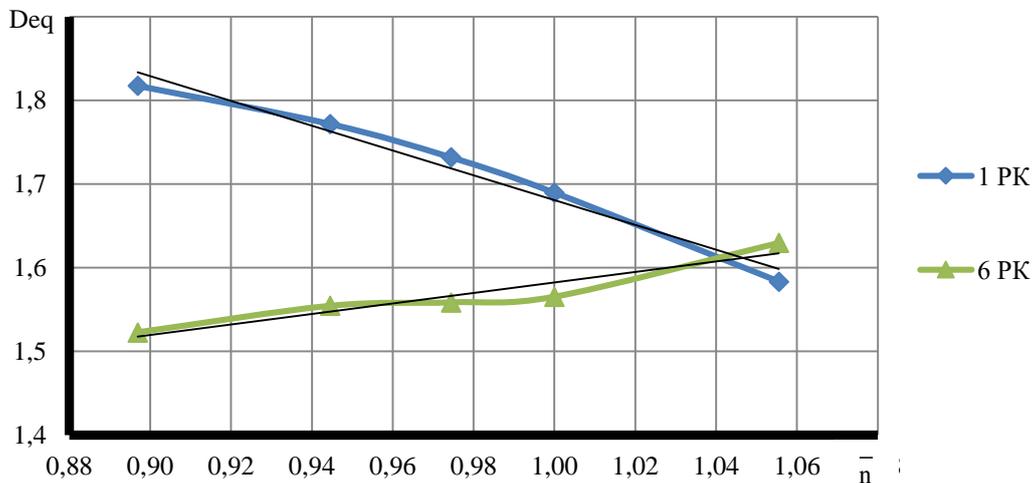


Рис. 9. Зависимость эквивалентного коэффициента диффузорности от частоты вращения на рабочих колесах первой и последней ступеней

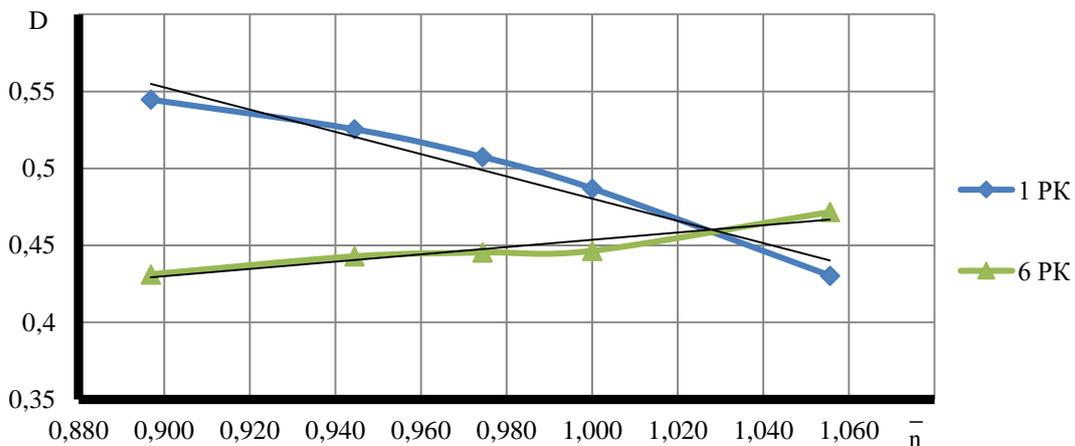


Рис. 10. Зависимость фактора диффузорности от частоты вращения на рабочих колесах первой и последней ступеней

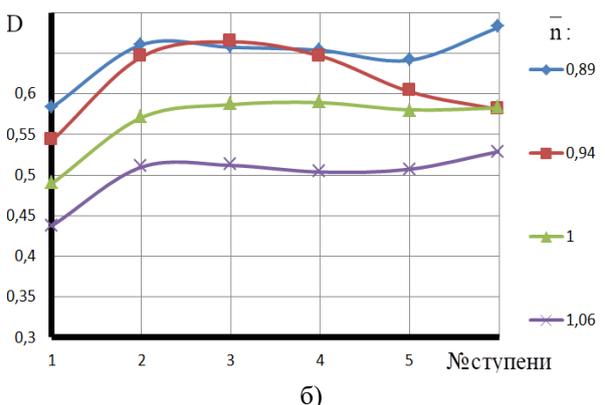
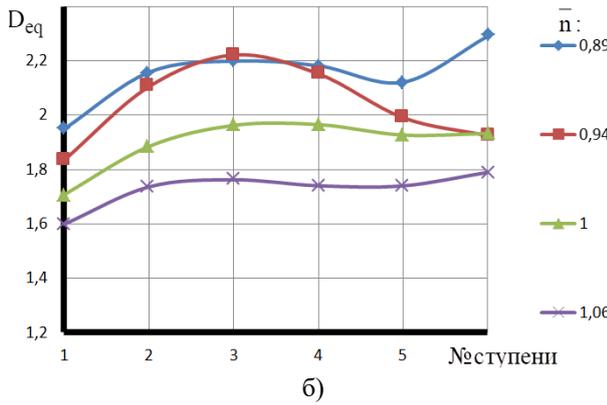
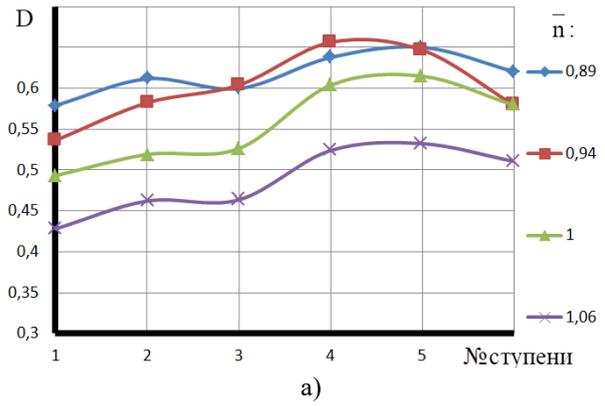
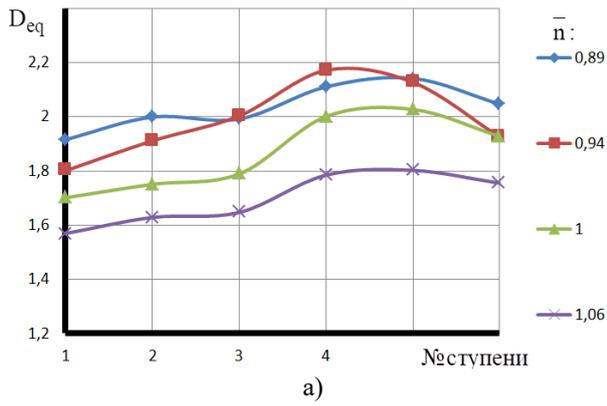


Рис. 11. Значения эквивалентного коэффициента диффузорности для рабочих колес (а) и направляющих аппаратов (б) на втулке при различных частотах вращения

Рис. 12. Значения фактора диффузорности для рабочих колес (а) и направляющих аппаратов (б) на втулке при различных частотах вращения

Из сравнения графиков на рис. 7-11 и 8-12 видно, что значения D и D_{eq} на втулочном сечении гораздо выше, нежели на среднем радиусе. Это обусловлено повышенными углами натекания в этих сечениях и отражает тот факт, что именно втулочные сечения являются источником появления срывных явлений в лопаточных венцах и в дальнейшем их распространения на весь лопаточный венец.

Выводы

1. В результате анализа критериев газодинамической устойчивости течения в решетках на различных радиусах установлено, что на этапе проектирования целесообразно использовать фактор диффузорности и эквивалентный коэффициент диффузорности на среднем радиусе для определения положения ГУР и оценки запасов устойчивости отдельных лопаточных венцов, ступеней и многоступенчатого компрессора.

2. С помощью метода поверочного расчета двумерного течения проведен расширенный анализ течения в компрессоре на различных режимах по ча-

стоте вращения и расходу воздуха, получены радиальные эпюры параметров и суммарная характеристика. Сопоставление результатов расчета с опытными данными показали удовлетворительный результат.

3. В ходе исследования установлена зависимость изменения фактора диффузорности и эквивалентного коэффициента диффузорности от режима работы компрессора. Показано, что при низких частотах вращения предельные значения критериев имеют большие значения, чем при более высоких частотах. При низких частотах вращения предельные значения наблюдаются на первых ступенях, а при высоких частотах – в группе последних. Предложены уравнения позволяющие аппроксимировать значения D и D_{eq} в зависимости от частоты вращения для данного компрессора.

4. Расчетным путем установлено, что во втулочных сечениях значения D и D_{eq} превышают значения на среднем и периферийном радиусах. Это подтверждает существующие предположения о том, что именно втулочные сечения могут являться источником появления срывных явлений в лопаточных вен-

цах и в дальнейшем их распространения на весь лопаточный венец в силу повышенных значений нагрузки и углов натекания.

5. Установлено, что заложенное при проектировании распределение нагрузки между рабочим колесом и направляющим аппаратом определяет какие из этих лопаточных венцов первыми подходят к границе устойчивости и определяют предельные значения нагрузки для всех ступеней.

Литература

1. Брусиловский, И. В. *Аэродинамический расчет осевых вентиляторов [Текст]* / И. В. Брусиловский. – М. : Машиностроение, 1986. – 284 с.

2. Холщевников, К. В. *Теория и расчет авиационных лопаточных машин [Текст]* / К. В. Холщевников, О. Н. Емин, В. Т. Митрохин. – М. : Машиностроение, 1986. – 432 с.

3. Aungier, R. H. *Axial-Flow Compressors [Text]* / R. H. Aungier. – New York : ASME Press, 2003. – 368 p.

4. *Development of a 2-D compressor streamline curvature code [Text]* / I. Templalexis, P. Pilidis, V. Pachidis, P. Kotsiopoulos // *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Barcelona, May 8-11, 2006. GT2016 – 57104.* – 10 p.

5. *Preliminary Design and Model Assessment of a Supercritical CO₂ Compressor [Text]* / Liu Zhiyuan et al // *Applied Sciences.* – 2018. – Vol.8, Iss. 4. – Article 595. – 20 p. DOI: 10.3390/app8040595.

6. Kleppler, J. *Technique to predict stage-by-stage, pre-stall compressor performance characteristics using a streamline curvature code with loss and deviation correlations [Text]* / J. Kleppler // *PhD Thesis.* – University of Tennessee, USA, 1998. – 124 p.

7. Acarer, Sercan. *An extension of the streamline curvature through-flow design method for bypass fans of turbofan engines [Text]* / Acarer Sercan, Ozkol Unver // *Proc IMechE Part G: J Aerospace Engineering.* – 2017. – Vol. 231, Iss. 2. – P. 1-14. DOI: 10.1177/0954410016636159.

8. Lieblein, S. *Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades [Text]* / S. Lieblein // *J. Basic Engineering.* – 1959. – Vol. 81, No. 3. – P. 387-397.

9. Lieblein, S. *Analysis of experimental low-speed loss and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades [Text]* / S. Lieblein // *NACA RM E57A28.* – 1957. – 64 p.

10. Koch, C. C. *Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors [Text]* / C. C. Koch, L. H. Smith // *J. Eng. Power.* – 1976. – Vol. 98, Iss. 3. – P. 411-424.

11. Schobeiri, M. *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance [Text]* / M. Schobeiri. – Berlin : Springer-Verlag, 2005. – 522 p.

12. AI-Daini, A. J. *Loss and deviation model for a compressor blade element [Text]* / A. J. AI-Daini // *Int. J. Heat and Fluid Flow.* – 1986. – Vol. 7, No. 1. – P. 69-78.

13. Swan, W. *A Practical Method of Predicting Transonic-Compressor Performance [Text]* / W. Swan // *J. Eng. Power.* – 1961. – Vol. 83, No. 3. – P. 322-330.

14. Lei, V.-M. *A Criterion for Axial Compressor Hub-Corner Stall [Text]* / V.-M Lei, Z. S. Spakovszky, E. M. Greitzer // *J. Turbomachinery.* – 2008. – Vol. 130, No. 3. – 10 p.

15. *Large-Scale DES Analysis of Stall Inception Process in a Multi-Stage Axial Flow Compressor [Text]* / Yamada Kazutoyo et al // *ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, June 13 – 17, 2016. GT2016 – 57104.* – 12 p.

16. Нечаев, Ю. Н. *Теория авиационных газотурбинных двигателей [Текст]* / Ю. Н. Нечаев, Р. М. Федоров. – М. : Машиностроения, 1977. – 312 с.

17. Кампсти, Н. *Аэродинамика компрессоров [Текст]* / Н Кампсти. – М. : Мир, – 2000. – 688 с.

18. Бойко, Л. Г. *Метод расчета термодинамических параметров турбовального ГТД на основе повенцового описания лопаточных машин. Часть 1. Основные уравнения [Текст]* / Л. Г. Бойко, О. В. Кислов, Н. В. Пижанкова // *Авиационно-космическая техника и технология.* – 2018. – № 1(145). – С. 48-58. DOI: 10.32620/aktt.2018.1.05.

19. Бойко, Л. Г. *Метод расчёта до- и трансзвукового течения в осевых компрессорах и результаты его апробации [Текст]* / Л. Г. Бойко, М. А. Ковалёв // *Совершенствование турбоустановок методами математического и физического эксперимента: Тр. между. наук.-техн. конф., Харьков, ИПМаш НАНУ, 1997.* – С. 260-263.

20. Boyko, L. G. *Numerical study of flows in axial compressors of aircraft gas-turbine engines [Text]* / L. G. Boyko, A. E. Dyomin // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* – 2018. – Vol. 4, No. 8(94). – P. 40-49. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139445.

21. Бойко, Л. Г. *Компьютерная программа AxSum [Текст]* / Л. Г. Бойко, А. Е. Дёмин, М. А. Ковалёв // *Решение о регистрации № 3570 от 23.10.2017.*

22. *Регулирование многоступенчатого осевого компрессора на основе двумерного анализа течения [Текст]* / Л. Г. Бойко, А. Е. Дёмин, Ю. Р. Максимов, Ю. Ф. Ахтеменко // *Труды XVI Международной научно-технической конференции по компрессоростроению, Санкт-Петербург, 2014.* – №1. – С. 318-327.

References

1. Brusilovskij, I. V. *Ajerdinamicheskij raschet osevyh ventiljatorov [Aerodynamic calculation of axial fans].* Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 284 p.

2. Holshhevnikov, K. V., Emin, O. N., Mitrohin, V. T. *Teorija i raschet aviacionnyh lopatochnyh mashin [Theory and calculation of aircraft blades].* Moscow, Mashinostroenie Publ., 1986. 432 p.

3. Aungier, R. H. *Axial-Flow Compressors.* New York, ASME Press Publ., 2003. 368 pp.

4. Templalexis, I., Pilidis, P., Pachidis, V., Kotsiopoulos, P. Development of a 2-D compressor streamline curvature code. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2006: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 – 57104*. Barcelona, 2006. 10 pp.
5. Liu, Zhiyuan., Luo, Weiwei., Zhao, Qingjun., Zhao, Wei., Xu, Jianzhong. Preliminary Design and Model Assessment of a Supercritical CO₂ Compressor. *Applied Sciences*, 2018, vol. 8, iss. 4, article id: 595. 20 p. DOI: 10.3390/app8040595.
6. Kleppler, J. *Technique to predict stage-by-stage, pre-stall compressor performance characteristics using a streamline curvature code with loss and deviation correlations* [PhD Thesis]. Tennessee, 1998. 124 p.
7. Acarer, Sercan., Ozkol, Unver. An extension of the streamline curvature through-flow design method for bypass fans of turbofan engines. *Proc IMechE Part G: J Aerospace Engineering*, 2017, vol. 231, iss. 2, pp. 1-14. DOI: 10.1177/0954410016636159.
8. Lieblein, S. Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades. *J. Basic Engineering*, 1959, vol. 81, no. 3, pp. 387-397.
9. Lieblein, S. Analysis of experimental low-speed loss and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades. *NACA RM E57A28*, 1957. 64 p.
10. Koch, C. C., Smith, L. H. Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors. *J. Eng. Power*, 1976, vol. 98, no. 3, pp. 411-424.
11. Schobeiri, M. *Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance*. Berlin, Springer-Verlag Publ., 2005. 522 p.
12. Al-Daini, A. J. Loss and deviation model for a compressor blade element. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 1986, vol. 7, no. 1, pp. 69-78.
13. Swan, W. A Practical Method of Predicting Transonic-Compressor Performance. *J. Eng. Power*, 1961, vol. 83 no. 3, pp. 322-330.
14. Lei, V.-M., Spakovszky, S., Greitzer, E. M. A Criterion for Axial Compressor Hub-Corner Stall. *J. Turbomachinery*, 2008, vol. 130, no. 3. 10 p.
15. Yamada, Kazutoyo., Furukawa, Masato., Tamura, Yuki., Saito, Seishiro., Matsuoka, Akinori., Nakayama, Kentaro. Large-Scale Des Analysis of Stall Inception Process in a Multi-Stage Axial Flow Compressor. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition GT2016 – 57104*. Seoul, 2016. 12 p.
16. Nechaev, Ju. N., Fedorov, R. M. *Teoriya aviacionnyh gazoturbinnnyh dvigatelej* [Theory of aircraft gas turbine engines]. Moscow, Mashinostroeniya Publ., 1977. 312 p.
17. Kampsti, N. *Ajerodinamika kompressorov* [Compressor aerodynamics]. Moscow, Mir Publ., 2000. 688 p.
18. Boyko, L. G., Kislov, O. V., Pizhankova, N. V. Metod rascheta termogazodi-namicheskikh parametrov turboval'nogo GTD na osnove povencovogo opisaniya lopatochnykh mashin. Chast' 1. Osnovnye uravneniya [Method for calculating the thermogasdynamics parameters of a turboshaft gas turbine engine based on the princely description of blade machines. Part 1. Basic equations]. *Aviacijno-kosmichna tehnika i tehnologia - Aerospace technic and technology*, 2018, no 1/145, p. 48-58. DOI: 10.32620/akt.2018.1.05.
19. Boyko, L. G., Kovaljov, M. A. Metod raschjota do- i tranzvukovogo techenija v osevyh kompressorah i rezul'taty ego aprobacii [Method for calculating sub- and transonic flows in axial compressors and the results of its approbation]. *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo jeksperimenta: Tr.mezhd. n.t. konf.* [Improvement of turbine plants by methods of mathematical and physical experiment: Proceedings of the international scientific and technical conference]. Khar'kov, 1997, pp. 260-263
20. Boyko, L. G., Dyomin, A. E. Numerical study of flows in axial compressors of aircraft gas-turbine engines. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2018, vol. 4, no. 8(94), p. 40-49. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.139445.
21. Bojko, L. G. *Komp'juternaja programma AxSym* [AxSym computer program] Registration decision no. 3570, 2017.
22. Boyko, L. G., Djomin, A. E., Maksimov, Ju. R., Ahtemenko, Ju. F. Regulirovanie mnogostupenchatogo oseвого kompressora na osnove dvumernogo analiza techenija [Control of a multistage axial compressor based on 2D flow analysis]. *Trudy XVI Mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii po kompressorostroeniju* [Proceedings of the XVI International Scientific and Technical Conference on Compressor Engineering]. St. Peterburg, 2014, pp. 318-327.

Поступила в редакцию 10.10.2020, рассмотрена на редколлегии 16.11.2020.

ВИЗНАЧЕННЯ ПОЛОЖЕННЯ ГРАНИЦІ ОБЛАСТІ СТІЙКОЇ РОБОТИ ОСЬОВОГО БАГАТОСТУПЕНЕВОГО КОМПРЕСОРА ПРИ ВИКОНАННІ РОЗРАХУНКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В. А. Даценко, О. Є. Дьомін, Н. В. Піжанкова

Реалізація високих вимог, що пред'являються до сучасних газотурбінних двигунів, залежить від досконалості вузлів, які входять до їх складу. Надійність роботи двигуна багато в чому визначається запасом газодинамічної стійкості компресора. У даній роботі виконано огляд і аналіз деяких з найбільш поширених підходів до визначення межі області газодинамічної стійкості компресора розрахунковим шляхом. На основі проведеного аналізу показано, що найбільш придатними для практики розрахункових досліджень на етапі проектування і доведення компресора є фактор дифузорності і еквівалентний коефіцієнт дифузорності. Однак

в різних літературних джерелах представлені різні діапазони граничних значень цих критеріїв, що відповідають границі газодинамічної стійкості, що в свою чергу може істотно вплинути на запас стійкості компресора. У зв'язку з цим виникає необхідність визначення граничних значень критеріїв дифузорності, які можуть бути використані як при проектуванні компресора, так і при побудові моделі газотурбінного двигуна з використанням повінцевого опису лопаткових машин. Для аналізу цих критеріїв виконаний розрахунок двовимірної течії в осьовому багатоступеневому компресорі сучасного двоконтурного двигуна з використанням програмного комплексу AxSym, розробленого на кафедрі Теорії авіаційних двигунів Національного аерокосмічного університету ім. М. Є. Жуковського «ХАІ». Проведено зіставлення розрахункових даних з результатами фізичного експерименту. Встановлено особливості зміни фактора дифузорності і еквівалентного коефіцієнта дифузорності від режиму роботи компресора. Запропоновано залежності, що дозволяють апроксимувати значення цих критеріїв в залежності від частоти обертання для даного компресора. Надано рекомендації, уточнюючі граничні значення фактора дифузорності і еквівалентного коефіцієнта дифузорності для різних режимів роботи компресора.

Ключові слова: осьовий багатоступеневий компресор; межа області газодинамічної стійкості; фактор дифузорності; еквівалентний коефіцієнт дифузорності.

AXIAL FLOW MULTISTAGE COMPRESSOR SURGE LINE DETERMINATION IN PERFORMING CALCULATION STUDIES

V. Datsenko, A. Dyomin, N. Pizhankova

The implementation of the high requirements for modern gas turbine engines depends on the perfection of their components. The reliability of the engine operation is largely determined by the compressor gas-dynamic stability margin. In this paper, a review and analysis of some of the most common approaches to determining the boundary of the compressor gas-dynamic stability region calculation are performed. Based on the analysis, it is shown that the diffuser factor and the equivalent diffuser coefficient are the most suitable for the practice of computational studies at the stage of designing and adjusting the compressor. However, different literary sources present different ranges of the limiting values of these criteria, corresponding to the boundary of gas-dynamic stability, which, in turn, can significantly affect the compressor stability margin. In this regard, it becomes necessary to determine the limiting values of the diffusivity criteria, which can be used both in the design of a compressor and in the construction of a model of a gas turbine engine using the proprietary description of blade machines. To analyze these criteria, we calculated a two-dimensional flow in an axial multistage compressor of a modern by-pass engine using the AxSym software package developed at the Department of Theory of Aircraft Engines of the National Aerospace University "KhAI". A comparison of the calculated data with the results of a physical experiment is carried out. The features of the change in the diffuser factor and the equivalent diffusion ratio depending on the compressor operating mode are established. Dependences which allow approximating the values of these criteria for different rotational speeds are proposed. Recommendations which specify the limiting values of the diffuser factor and the equivalent diffusion ratio for various compressor operating modes are presented.

Keywords: axial multistage compressor; safe operation area; diffuser factor; equivalent diffusion ratio.

Даценко Вадим Анатольевич – асп. каф. теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Дёмин Александр Евгеньевич – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. каф. теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Пижанкова Наталия Владимировна – асс. каф. теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «Харьковский авиационный институт», Харьков, Украина.

Vadym Datsenko – PhD student at the department of Aviation Engines Theory, National Aerospace University Kharkiv Aviation Institute, Kharkiv, Ukraine,

e-mail: datsenkovadym@gmail.com, ORCID: 0000-0002-0650-562X.

Aleksandr Dyomin – Candidate of Technical Sciences, senior research scientist of the Aviation Engines Theory chair, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,

e-mail: o.dyomin@khai.edu, ORCID: 0000-0002-7958-1623.

Natalija Pizhankova – Assistant of Aviation Engines Theory chair, National Aerospace University "Kharkiv Aviation Institute", Kharkiv, Ukraine,

e-mail: n.pizhankova@khai.edu, ORCID: 0000-0001-8345-6756.