

УДК 621.452.33

Л.Г. БОЙКО, Е.Л. КАРПЕНКО

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

## ВЛИЯНИЕ УГЛА УСТАНОВКИ ЛОПАТОК ВХОДНОГО НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА НА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

*Математическая модель газотурбинного двигателя используется для исследования влияния изменения угла установки входного направляющего аппарата на эксплуатационные характеристики турбовального газотурбинного двигателя. Для обеспечения необходимых запасов устойчивой работы компрессора и двигателя в целом в области пониженных частот вращения рассмотрено несколько вариантов изменения угла установки входного направляющего аппарата. Представлены результаты исследования влияния поворота входного направляющего аппарата компрессора на интегральные характеристики двигателя.*

**Ключевые слова:** математическая модель, газотурбинный двигатель, эксплуатационные характеристики, граница области устойчивой работы, входной направляющий аппарат.

### Введение и формулирование проблемы

На режимах, отличных от расчетного, с целью повышения мощности (тяги) двигателя, снижения удельного расхода топлива, расширения диапазона устойчивой работы применяют различные способы регулирования: поворот статорных лопаток компрессора и турбины, перепуск рабочего тела из проточной части компрессора, изменение количества подаваемого топлива в камеру сгорания и т. д.

В настоящее время разработано достаточно большое количество моделей газотурбинных двигателей (ГТД), имеющих различный уровень сложности. Они с успехом используются на этапах проектирования, доводки, модернизации, а также при проведении испытаний и в процессе эксплуатации двигателя.

Разработчиками математических моделей двигателей являются известные организации, специализирующиеся в области авиадвигателестроения: Центральный институт авиационного моторостроения им. П. И. Баранова, Казанский государственный технический университет (КАИ) им. А.Н. Туполева, Уфимский государственный авиационный технический университет и др.

В работах [1, 2] представлены классификации моделей, в соответствии с которыми наибольшее распространение получили модели первого уровня сложности, так называемые поузловые модели. В таких моделях узлы двигателя описываются с помощью их характеристик, которые задаются в исходных данных либо на основании экспериментальных исследований, либо предварительно рассчитываются с использованием обобщенных зависимостей. Таким

образом, узел двигателя, базовый элемент, при построении модели является «черным ящиком». Задачи регулирования путем перепуска воздуха из проточной части компрессора, поворота статорных лопаток и др., связанные с определением запасов газодинамической устойчивости двигателя с помощью указанного подхода практически не решаются.

Повысить точность моделирования газодинамических процессов в двигателе возможно, если учесть конкретные геометрические параметры его узлов и составляющих их элементов, т. е. построить модель ГТД более высокого уровня. Существенное уточнение моделей ГТД может быть получено при повенечном описании лопаточных машин.

Учитывая существующий многолетний опыт расчетных и экспериментальных исследований ступеней и многоступенчатых компрессоров авиационных ГТД, накопленный в лаборатории «Аэродинамика компрессоров» Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», а также разработанные там поузловые модели ГТД для установившихся режимов работы, постановка задачи построения моделей ГТД с повенцовым описанием компрессора представляется вполне естественной.

Такая математическая модель газотурбинного турбовального двигателя, позволяющая определять его эксплуатационные характеристики на установившихся режимах, в настоящее время разработана. Общая информация о ней представлена в работе [3]. Описание осевого компрессора с учетом геометрических параметров составляющих его лопаточных венцов и проточной части позволяет существенно расширить круг задач решаемых с ее помощью. А именно:

1) в процессе проектирования оценивать влияние изменения геометрических параметров отдельных лопаточных венцов на среднем радиусе и проточной части на характеристики компрессора и ГТД в целом;

2) оценивать влияние изменения углов установки поворотных лопаток компрессора на эксплуатационные характеристики и запасы устойчивости ГТД с целью выбора рационального закона регулирования;

3) учитывать влияние на эксплуатационные характеристики ГТД переменного по режимам количества отбираемого воздуха (или перепускаемого) из проточной части компрессора на параметры двигателя, а также определять его рациональное количество;

4) учитывать влияние различных конструктивных мероприятий и регулирования путем поворота статорных лопаток и количества перепускаемого воздуха на положение границы области устойчивой работы компрессора, линию совместных режимов работы узлов газогенератора, запасы устойчивости двигателя;

5) анализировать влияние износа проточной части компрессора на эксплуатационные характеристики ГТД.

Применяемые подходы к моделированию ГТД позволяют повысить точность описания газотермодинамических процессов, уменьшить количество поправочных коэффициентов, которые обычно используются при разработке и применении моделей конкретных изделий.

В данной статье представлены результаты практического использования математической модели [3] для исследования влияния поворота лопаток входного направляющего аппарата (ВНА) компрессора на интегральные характеристики двигателя: зависимости мощности и удельного расхода топлива, а также запасов газодинамической устойчивости от частоты вращения. Полученные результаты демонстрируют возможность выбора рациональных с точки зрения параметров двигателя значений углов установки лопаток ВНА на основе анализа обтекания лопаточных венцов.

## 1. Математическая модель компрессора

Математическая модель осевого многоступенчатого компрессора является составной частью общей модели ГТД и позволяет определять параметры потока в осевых зазорах между венцами, а также суммарные характеристики ступеней и компрессора в целом по среднемассовым параметрам.

Метод определения характеристик многоступенчатого осевого компрессора основан на решении

системы уравнений газовой динамики в одномерной стационарной постановке и позволяет учитывать проявление реальных свойств потока (углы отставания и потери) с помощью обобщенных полуэмпирических зависимостей.

Исходными данными для расчета характеристик ступеней и компрессора являются следующие геометрические (рис. 1, 2) и газодинамические параметры:

- форма обводов проточной части (изменение  $R_H$ ,  $R_{BT}$  вдоль оси двигателя);
- геометрические параметры лопаточных венцов: рабочих колес (РК) и направляющих аппаратов (НА) (конструктивные углы лопаток на входе и выходе  $\beta_{1Л}$ ,  $\beta_{2Л}$ ,  $\alpha_{2Л}$ ,  $\alpha_{3Л}$ , угол установки профиля  $\gamma$ , максимальная толщина профиля  $s_{max}$ , хорда  $b$ , радиальный зазор  $\Delta r_{p,зaz}$ , форма средней линии профиля, число лопаток  $z$  и др.);
- параметры течения на входе в первую ступень компрессора на среднем радиусе (полное давление  $P_B^*$  и температура  $T_B^*$ , угол потока  $\alpha_B$ ).

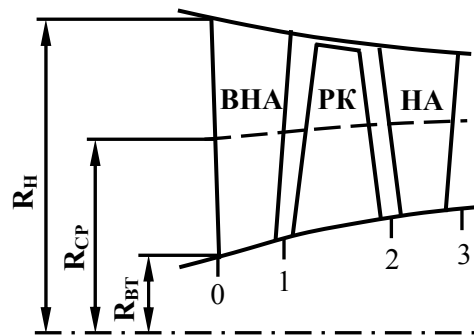


Рис. 1. Схема ступени осевого компрессора

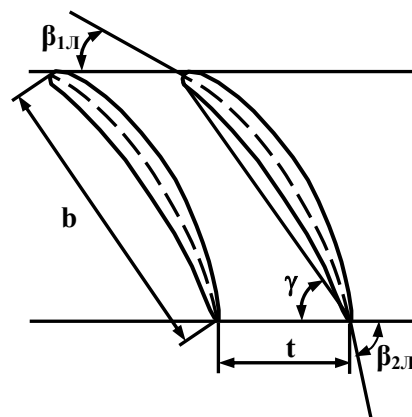


Рис. 2. Геометрические параметры решетки профилей

Структурная схема алгоритма расчета осредненного по массе течения в многоступенчатом ком-

прессоре представлена на рис. 3. В нее включены следующие блоки:

- блок исходных данных;
- управляющий блок;
- блок газодинамического расчета течения в лопаточных венцах компрессора;
- вспомогательный блок.

В управляющем блоке производится ввод исходных данных, определяющих геометрию компрессора, а также рассчитываются необходимые постоянные величины.

Геометрические параметры лопаточных венцов задаются в различных сечениях по высоте лопатки и затем осуществляется их интерполяция на средний радиус, определяются необходимые для расчета дополнительные величины.

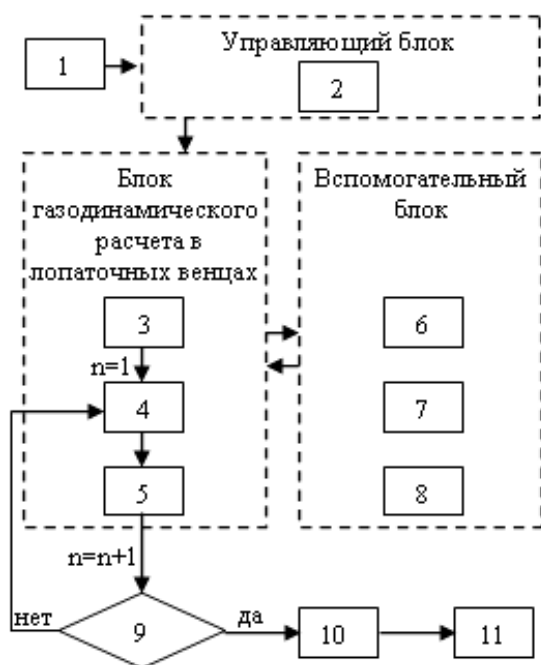


Рис. 3. Структурная схема модуля расчета течения в компрессоре по средним массовым параметрам: 1 – блок исходных данных; 2 – расчет геометрических параметров решеток на среднем радиусе; 3 – входной направляющий аппарат; 4 – рабочее колесо; 5 – направляющий аппарат; 6 – учет реальных свойств рабочего тела; 7 – определение границы области устойчивой работы; 8 – определение режима запираения; 9 – окончание поступенчатого расчета; 10 – определение интегральных параметров компрессора; 11 – графическая интерпретация результатов

Блок газодинамического расчета компрессора позволяет определять параметры потока во входном направляющем аппарате, рабочих колесах и направляющих аппаратах всех ступеней.

Вспомогательный блок предназначен для определения величин потерь и углов отставания потока в

венцах, а также положения границы области устойчивой работы.

Величины потерь и углов отставания потока в математической модели компрессора рассчитываются с использованием обобщенных результатов продувок плоских и кольцевых решеток различной геометрии [4, 5] и др., с учетом профильных, вторичных, концевых потерь, а также потерь, вызванных перетеканиями в радиальном зазоре.

На практике для расчета границы устойчивой работы (ГУР) многоступенчатого осевого компрессора широко используются полуэмпирические критерии, полученные на основе обобщения экспериментальных данных [6 – 11]. Полуэмпирические зависимости связывают возникновение срывного течения с геометрическими и газодинамическими параметрами лопаточных венцов. В данной модели для определения ГУР компрессора используются критерии [4, 7, 8]. Предельная величина параметра диффузорности  $Deq_{пр}$  задается в соответствии с рекомендациями работы [10], а также на основе опыта авторов.

При обращении к модели компрессора из общей программы расчета двигателя определяются газотермодинамические параметры отдельных ступеней и компрессора в целом на заданном режиме. Их отклонения формируют систему уравнений невязок [3].

Кроме того, модуль математической модели осевого многоступенчатого компрессора имеет режим работы, который позволяет рассчитать и вывести на печать суммарные характеристики в виде зависимостей степени повышения давления  $\pi_K^* = f(G_{Впр}, n_{пр})$ , изэнтропического КПД  $\eta_K^* = f(G_{Впр}, n_{пр})$ , а также характеристики отдельных ступеней и групп ступеней, что создает возможность при необходимости провести идентификацию модели компрессора или при отсутствии геометрических параметров какой-либо ступени ввести ее характеристику.

## 2. Исследование влияния поворота лопаток ВНА на характеристики двигателя

Целью данной статьи является применение разработанной модели двигателя для анализа влияния изменения угла установки ВНА на параметры ГТД.

В качестве объекта исследования выбран турбовальный газотурбинный двигатель с двухкаскадным газогенератором.

На пониженных частотах вращения первая ступень компрессора работает с пониженным коэффициентом расхода  $\bar{C}_a = C_a / U_K$  и с повышенными углами натекания.

Для уменьшения углов натекания и увеличения запасов устойчивой работы компрессора целесообразно прикрывать ВНА. На рис. 4 сплошными линиями изображены профили лопаток ВНА в расчетном положении и треугольник скоростей соответствующий этому случаю. Прикрытие ВНА на строго регламентированные углы (см. пункт на рис. 4) приводит к уменьшению углов натекания, что позволяет повысить запасы устойчивости, а возможно и КПД компрессора.

Ниже рассмотрено несколько вариантов изменения угла установки лопаток ВНА компрессора низкого давления (КНД) исследуемого двигателя. На рис. 5 представлены в сравнении с исходным вариантом характеристики компрессора с ВНА, прикрытым на угол  $\Delta\gamma = -2, -7, -12$  градусов.

На рис. 5 показаны характеристики КНД в относительных величинах ( $\bar{\pi}_{\text{КНД}}^* = \pi_{\text{КНД}}^* / \pi_{\text{КНД р.р.}}^*$ ,  $\bar{\eta}_{\text{КНД}}^* = \eta_{\text{КНД}}^* / \eta_{\text{КНД р.р.}}^*$ ,  $\bar{G}_{\text{Впр}} = G_{\text{Впр}} / G_{\text{Впр р.р.}}$ ,  $\bar{n}_{\text{НД пр}} = n_{\text{НД пр}} / n_{\text{НД пр р.р.}}$ ), где индекс «р.р.» — означает расчетный режим.

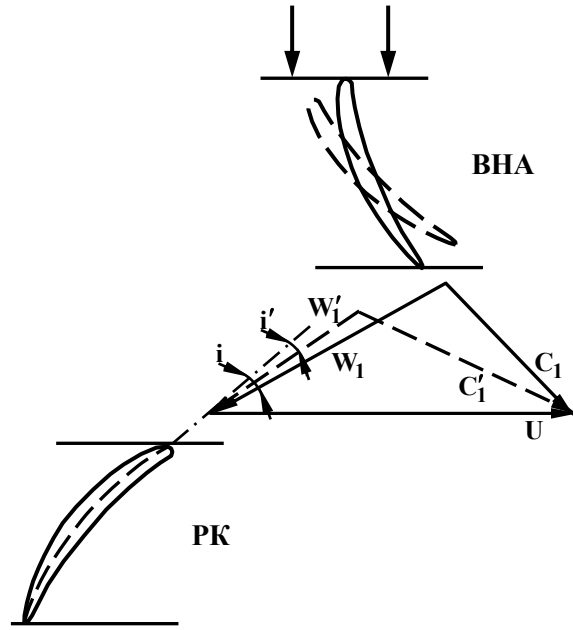


Рис. 4. Влияние поворота лопатки ВНА на угол натекания потока на лопатки рабочих колес первой ступени компрессора

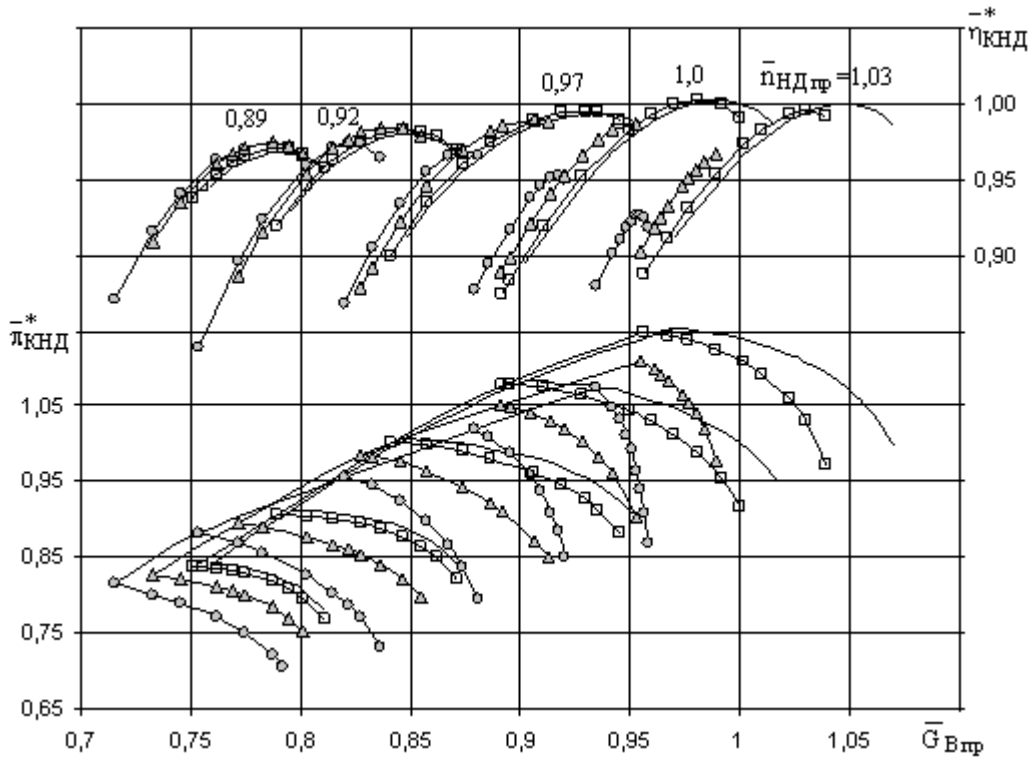


Рис. 5. Влияние изменения угла установки ВНА на характеристику КНД; — исходный вариант, —□—  $\Delta\gamma = -2$  градусов; —△—  $\Delta\gamma = -7$  градусов, —●—  $\Delta\gamma = -12$  градусов

Как видно из рис. 5, прикрытие лопаток ВНА приводит к смещению характеристик компрессора в сторону меньших расходов и расширению его рабочего диапазона.

При более высоких частотах вращения ( $\bar{n}_{НДпр} = 1,0 \dots 1,03$ ) прикрытие лопаток ВНА на  $-7$  и  $-12$  градусов приводит к более крутому протеканию характеристик (см. рис. 5) и существенному снижению диапазона рабочих режимов по расходу.

Анализ течения в компрессоре показывает, что на пониженных частотах вращения ( $\bar{n}_{НДпр} = 0,89$ ) углы натекания на лопатки РК первой ступени достаточно велики. На линии рабочих режимов газогенератора без поворота лопаток ВНА, они достигают значений  $i = 7$  градусов (рис. 6). Анализ нагруженности лопаточных венцов рабочих колес этой ступени (рис. 7) показывает, что при данной частоте вращения эта ступень первой достигает предельных значений параметра диффузорности  $Deq_{пр}$ , что лимитирует устойчивость работы всего компрессора. Поэтому в целях расширения диапазона устойчивой работы КНД и двигателя в целом целесообразно регулировать угол установки ВНА.

Результаты, полученные при различных углах прикрытия ВНА при  $\bar{n}_{НДпр} = 0,89$  (рис. 6), показывают, что изменение угла установки ВНА приводит к снижению углов натекания на лопатки РК первой ступени. Далее вдоль проточной части влияние этого мероприятия снижается.

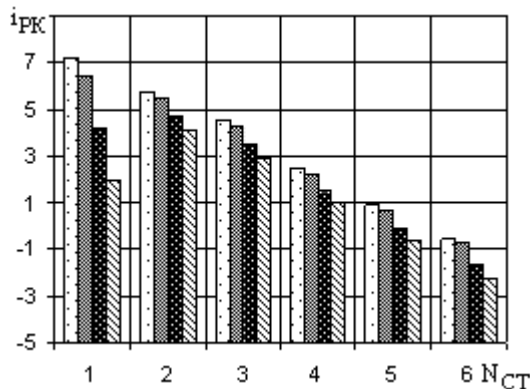


Рис. 6. Влияние изменения углов установки ВНА на распределение углов натекания на РК вдоль линии рабочих режимов,  $\bar{n}_{НДпр} = 0,89$  ;  
 $\square$  –  $\Delta\gamma = 0$  град,  $\blacksquare$  –  $\Delta\gamma = -2$  град;  
 $\bullet$  –  $\Delta\gamma = -7$  град,  $\boxtimes$  –  $\Delta\gamma = -12$  град

Отмеченные особенности обтекания лопаточных венцов подтверждаются характерными изменениями степени диффузорности течения в РК на среднем радиусе. Как видно из рис. 7, прикрытие

ВНА на угол  $\Delta\gamma = -2, -7$  и  $-12$  градусов позволяет улучшить обтекание РК первой ступени на линии рабочих режимов при частоте вращения  $\bar{n}_{НДпр} = 0,89$ . Вблизи границы области устойчивых режимов на той же частоте вращения (рис. 8), несмотря на улучшение обтекания РК первой ступени, параметр диффузорности для второй и третьей ступени подходит к предельным значениям, что и определяет границу области устойчивой работы компрессора.

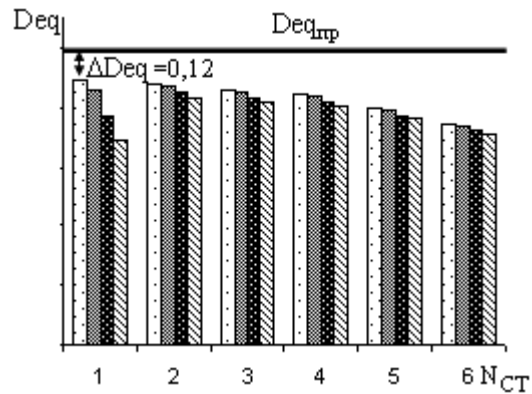


Рис. 7. Влияние изменения углов установки ВНА на величины параметра диффузорности на среднем радиусе РК вдоль линии рабочих режимов,  $\bar{n}_{НДпр} = 0,89$  ;  
 $\square$  –  $\Delta\gamma = 0$  град,  $\blacksquare$  –  $\Delta\gamma = -2$  град;  
 $\bullet$  –  $\Delta\gamma = -7$  град,  $\boxtimes$  –  $\Delta\gamma = -12$  град

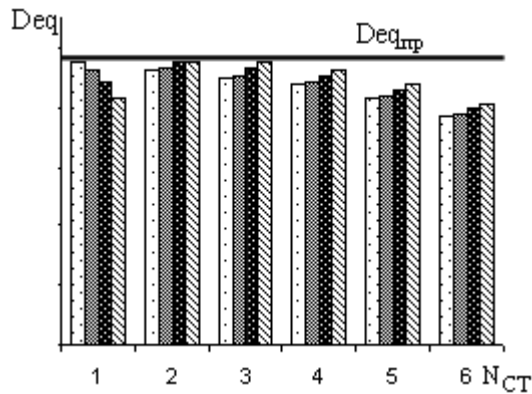


Рис. 8. Влияние изменения углов установки ВНА на величины параметра диффузорности на среднем радиусе РК вблизи границы устойчивых режимов,  $\bar{n}_{НДпр} = 0,89$  ;  
 $\square$  –  $\Delta\gamma = 0$  град,  $\blacksquare$  –  $\Delta\gamma = -2$  град;  
 $\bullet$  –  $\Delta\gamma = -7$  град,  $\boxtimes$  –  $\Delta\gamma = -12$  град

Рис. 9 иллюстрирует распределение нагрузки по ступеням, определяемой в виде перепада полных температур на рабочих колесах  $\Delta T^* = T_2^* - T_1^*$ ,

вдоль линии рабочих режимов при  $\bar{p}_{\text{НДпр}} = 0,89$ . Прикрытие лопаток ВНА позволяет снизить нагрузку на первую ступень и перераспределить работу между последующими ступенями компрессора.

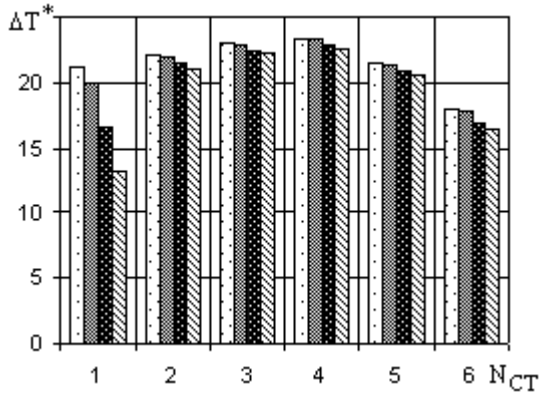


Рис. 9. Влияние изменения углов установки ВНА на величины подводимой работы в РК вблизи линии рабочих режимов,  $\bar{p}_{\text{НДпр}} = 0,89$ ;  
 □ —  $\Delta\gamma = 0$  град, ■ —  $\Delta\gamma = -2$  град;  
 ▨ —  $\Delta\gamma = -7$  град, ▩ —  $\Delta\gamma = -12$  град

На рис. 10 показаны характеристики исходного варианта компрессора и компрессора с прикрытыми лопатками ВНА с нанесенными линиями рабочих режимов при дросселировании двигателя. Изменение  $\pi_{\text{КНД}}^*$  и  $\bar{G}_{\text{Впр}}$  вдоль линии рабочих режимов более детально представлено на рис. 11 и 12.

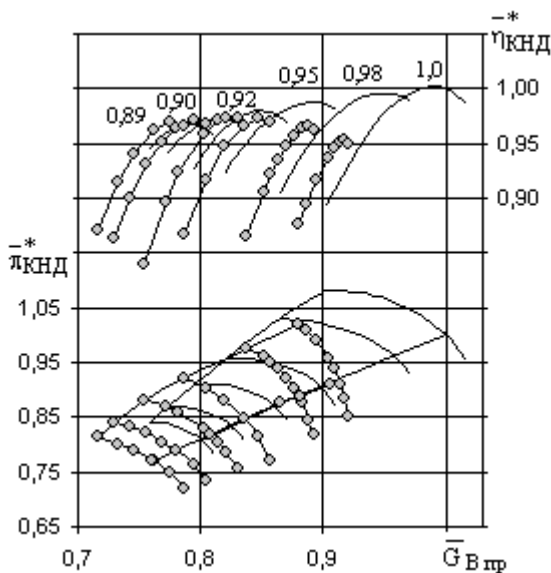


Рис. 10. Влияние прикрытия лопаток ВНА на характеристику КНД;  
 — — — — — исходный вариант;  
 ○ — — — — —  $\Delta\gamma = -12$  град

Прикрытие межлопаточных каналов ВНА на пониженных частотах вращения  $\bar{p}_{\text{НДпр}} < \bar{p}_{\text{НДпр.р}}$  приводит к снижению степени повышения давления и приведенного расхода воздуха при тех же частотах вращения по сравнению с исходным вариантом компрессора. Изменение запаса устойчивости  $\Delta K_{\text{уНД}}$  КНД вдоль линии рабочих режимов представлено на рис. 13. Как видно из рисунка, прикрытие лопаток ВНА приводит к росту запасов газодинамической устойчивости при  $\bar{p}_{\text{НДпр}} < 0,94$ . На частотах вращения, близких к расчетным ( $\bar{p}_{\text{НДпр}} \approx 1$ ), такое изменение угла установки лопаток ВНА приводит к увеличению углов натекания в последних ступенях компрессора и приближает их значения к критическим. Вследствие этого на повышенных частотах вращения наблюдается существенное уменьшение запасов газодинамической устойчивости компрессора.

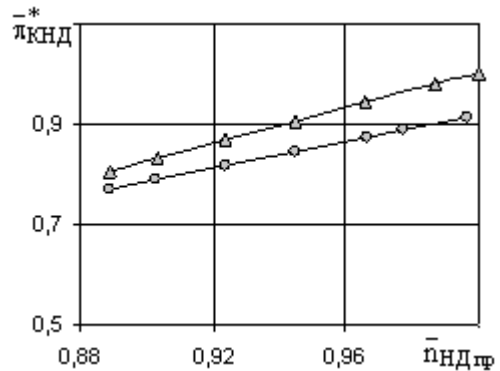


Рис. 11. Изменение  $\pi_{\text{КНД}}^*$  вдоль линии рабочих режимов;  
 ▲ — — — — — исходный вариант компрессора;  
 ○ — — — — — поворот ВНА ( $\Delta\gamma = -12$  град)

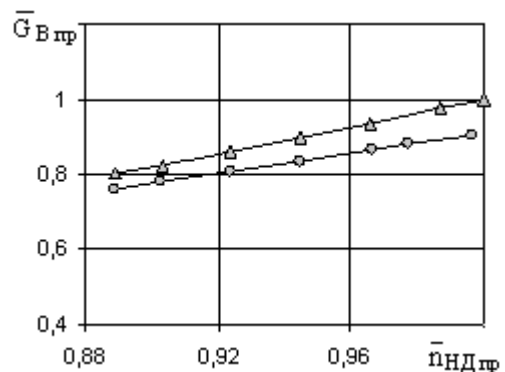


Рис. 12. Изменение  $\bar{G}_{\text{Впр}}$  вдоль линии рабочих режимов;  
 ▲ — — — — — исходный вариант компрессора;  
 ○ — — — — — поворот ВНА ( $\Delta\gamma = -12$  град)

На рис. 14 и 15 представлены характеристики исходного варианта двигателя и двигателя, у которого прикрыты межлопаточные каналы ВНА, в виде безразмерных зависимостей мощности и удельного расхода топлива:  $\bar{N}_e = N_e / N_{e.p.p.}$ ,  $\bar{C}_e = C_e / C_{e.p.p.}$  от частоты вращения ротора высокого давления  $\bar{n}_{ВД}$ . Дросселирование двигателя осуществлялось по программе регулирования  $n_{ВД} = var$ . Прикрытие лопаток ВНА на пониженных частотах вращения обеспечивает работоспособность двигателя вследствие увеличения запасов газодинамической устойчивости. На повышенных частотах вращения наблюдается существенное снижение удельной мощности и увеличение удельного расхода топлива ГТД вследствие понижения КПД КНД.

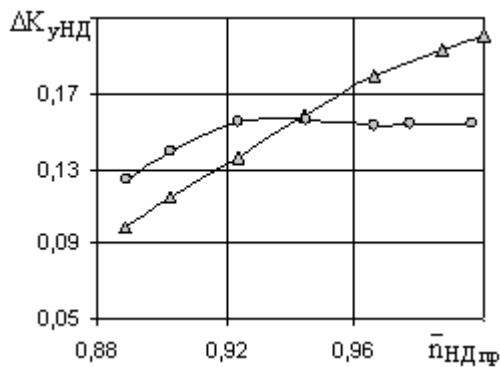


Рис. 13. Изменение запаса устойчивости КНД вдоль линии рабочих режимов;   
 —△— — исходный вариант компрессора;   
 —○— — поворот ВНА ( $\Delta\gamma = -12$  град)

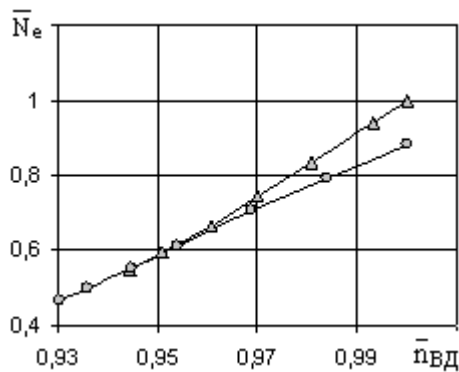


Рис. 14. Влияние изменения угла установки ВНА на мощность  $\bar{N}_e$ ;   
 —△— — исходный вариант компрессора;   
 —○— — поворот ВНА ( $\Delta\gamma = -12$  град)

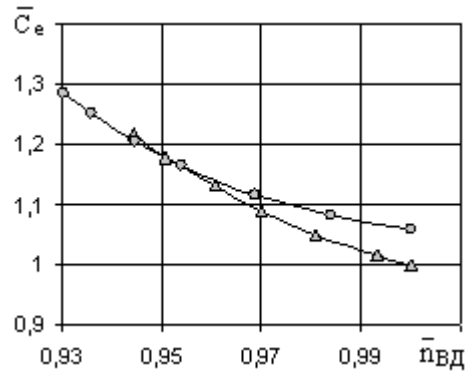


Рис. 15. Влияние изменения угла установки ВНА на удельный расход топлива  $\bar{C}_e$ ;   
 —△— — исходный вариант компрессора;   
 —○— — поворот ВНА ( $\Delta\gamma = -12$  град)

### Заключение

Разработанная математическая модель ГТД с повенцовым описанием многоступенчатого осевого компрессора использована для анализа влияния изменения положения угла установки ВНА КНД турбовального газотурбинного двигателя с двухкаскадным газогенератором на его эксплуатационные характеристики. Описана модель компрессора и исходные данные, необходимые для определения его характеристик в системе ГТД.

Модель позволяет определить очередность подхода ступеней к границе области устойчивой работы на различных частотах вращения, что является необходимым при исследовании тех или иных мероприятий, направленных на повышение запасов газодинамической устойчивости.

На основании проведенных расчетов для исследуемого ГТД показано, что прикрытие лопаток ВНА является целесообразным при  $\bar{n}_{ВД} \leq 0,96$ , что соответствует оборотам ротора низкого давления  $\bar{n}_{нд_пр} \leq 0,94$ . Такое изменение угла установки лопаток ВНА позволяет расширить диапазон устойчивой работы ГТД, улучшив условия обтекания первой ступени.

В случае, когда причиной появления неустойчивой работы двигателя являются другие ступени компрессора, использование поворота лопаток ВНА не является целесообразным. На повышенных частотах вращения  $\bar{n}_{нд_пр} \geq 1$  прикрытие лопаток ВНА приводит к существенному снижению мощности и росту удельного расхода топлива.

## Литература

1. Дружинин Л.Н. Математическое моделирование ГТД на современных ЭВМ при исследовании параметров и характеристик авиационных двигателей / Л.Н. Дружинин, Л.И. Швец, А.И. Ланишин. // Труды ЦИАМ. – 1979. – № 832. – 45 с.
2. Тунаков А. П. Методы оптимизации при доводке и проектировании газотурбинных двигателей / А.П. Тунаков. – М.: Машиностроение, 1979. – 184 с.
3. Бойко Л.Г. Метод расчета характеристик турбовального двигателя с повенцовым описанием многоступенчатого осевого компрессора / Л.Г. Бойко, Е.Л. Карпенко // Вестник двигателестроения. – 2007. – № 3. – С. 143-146.
4. Lieblein. S. Loss, Stall Analysis of Compressor cascade / S. Lieblein. // Trans. ASME, s. D V. 81. – 1959. – N 3. – P. 387-400.
5. Янсен. Расчет характеристик осевых компрессоров / Янсен, Моффат // Энергетические машины и установки. – 1967. – N 4. – С. 1-13.
6. Иванов Д.Е. К расчету границы устойчивой работы осевого многоступенчатого компрессора ГТУ / Д.Е. Иванов, В.Ю. Николенко // Изв. вузов. Машиностроение. – 1988. – N 11. – С. 60-63.
7. Титенский В.И. Обобщение опытных данных о границе помпажа осевого компрессора / В.И. Титенский // Труды ЦКТИ. – 1970. – № 102. – С. 43-51.
8. Федоров Р.М. Устойчивость течения воздуха в компрессоре ГТД / Р.М. Федоров // Научные проблемы авиации и космонавтики. История и современность. – 1985. – С. 104-112.
9. Кампти Н. Аэродинамика компрессоров / Н. Кампти; пер с англ. – М.: Мир, 2000. – 688 с.
10. Тарабрин А.П. Определение начала отрыва потока на лопатках рабочих колес компрессора по критерию "степень диффузорности" / А.П. Тарабрин, В.Б. Поляков // Труды ЦКТИ. – 1973. – N 117. – С. 42-45.
11. Schobeiri M.T. Advanced Compressor Loss Correlations, Part I: Theoretical Aspects / M.T. Schobeiri // International Journal of Rotating Machinery. – 1997. – Vol. 3. – N 3. – P. 163-177.

Поступила в редакцию 12.05.2008

**Рецензент:** д-р техн. наук, ст. науч. сотр., проф. каф. А.В. Амброжевич, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

#### ВПЛИВ КУТА УСТАНОВКИ ЛОПАТОК ВХОДНОГО НАПРАВЛЯЮЧОГО АПАРАТУ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

*Л.Г. Бойко, О.Л. Карпенко*

Математична модель газотурбінного двигуна використовується для дослідження впливу зміни кута установки вхідного направляючого апарату на експлуатаційні характеристики турбовального газотурбінного двигуна. Для забезпечення необхідних запасів стійкої роботи компресора та двигуна в цілому в області знижених частот обертання розглянуто декілька варіантів зміни кута установки вхідного направляючого апарату. Представлені результати дослідження впливу повороту вхідного направляючого апарату компресора на інтегральні характеристики двигуна.

**Ключові слова:** математична модель, газотурбінний двигун, експлуатаційні характеристики, межа області стійкої роботи, вхідний направляючий апарат.

#### THE INFLUENCE OF INLET GUIDE VANES STAGGER ANGLE ON GAS TURBINE ENGINE PERFORMANCE CHARACTERISTICS

*L.G. Boyko, E.L. Karpenko*

A mathematical model of gas turbine engine for research of inlet guide vanes stagger angle change of influence on turboshaft engine performance characteristics is used. For providing of the compressor and engine in whole necessary stall margins in low speed operation area some variants of inlet guide vanes stagger angle are considered. The results of research of compressor inlet guide vanes stagger angle change on engine integral characteristics are presented.

**Key words:** mathematical model, gas turbine engine, performance characteristics, surge line, inlet guide vanes.

**Бойко Людмила Георгиевна** – д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: boyko@d2.khai.edu.

**Карпенко Елена Леонидовна** – научн. сотр. кафедры теории авиационных двигателей, Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина.