

А. Б. Козловская, Д. А. Ахмедзянов, Ю. М. Ахметов, А. Е. Михайлов

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ОСЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ СОВМЕСТНО С ГРАНИЦЕЙ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ

В программном комплексе COMPRESSOR реализована возможность расчета характеристик многоступенчатых компрессоров с помощью метода сложения характеристик отдельных ступеней. С помощью ограничения по критическому углу атаки и метода Хауэлла реализована возможность построения на характеристике границы устойчивой работы компрессора. Проведено сравнение расчетной и экспериментальной характеристик компрессора. *Авиационные двигатели; осевые компрессоры; расчет характеристик; граница устойчивой работы компрессора; имитационное моделирование*

ВВЕДЕНИЕ

Проектирование и создание авиационных ГТД является одной из наиболее наукоемких и высокоразвитых отраслей промышленности. Развитие авиационных ГТД базируется на комплексе фундаментальных и прикладных исследований в аэро- и термодинамике, материаловедении, механике жидкости и газа. Авиационное двигателестроение, основанное на наиболее передовых технологиях, стимулирует развитие всех тех отраслей промышленности, где требуются компактные, мобильные и хорошо управляемые силовые установки, – наземный и водный транспорт, теплоэнергетика, транспортировка газа, технологии сушки, очистки, пожаротушения и т. д.

В настоящее время созданы и существуют четыре поколения авиационных двигателей и ведется работа над созданием двигателя пятого поколения. Двигатели нового поколения для боевой авиации должны обладать рядом характеристик, придающих качественно новый уровень самолету. К ним относятся уменьшение удельного веса двигателя в 1,4–2 раза, удельного расхода топлива – на 15–30%, повышение надежности на 60–80%, обеспечение ресурса двигателя, соответствующего 0,5–1 ресурса планера, снижение в 2–3 раза трудоемкости обслуживания.

Среди основных направлений развития современных компрессоров следует отметить увеличение напорности и КПД ступеней, что позволяет сократить их количество. Ведутся работы по созданию малошумного вентилятора бла-

годаря введению стреловидных широкохордных лопаток без антивибрационных полок, применению технологии «блиск», широкому использованию композиционных материалов. Для компрессоров высокого давления характерно уменьшение числа ступеней с одновременным повышением общей степени повышения давления и КПД. Проявляется большой интерес к центробежным компрессорам. Возможность достижения в них высоких степеней повышения давления при небольшой осевой протяженности и массе компрессора и двигателя отодвинула на второй план такой недостаток центробежного компрессора, как более низкий КПД, по сравнению с осевым компрессором.

Широкий спектр проектных работ, сложность конструкции авиационных двигателей, сжатость сроков выполнения заказов, усиление конкурентной борьбы на рынке заставляют авиадвигательные предприятия проводить работы на самом современном техническом уровне. Конструирование, анализ и технологическая подготовка производства осуществляются с использованием преимущественно «тяжелых САПР». Выбор, организация работы и их использование производятся в рамках единой концепции развития средств проектирования и технологической подготовки производства, способных решать поставленные перед разработчиками задачи.

На современном этапе развития газотурбинной техники становится невозможным проводить проектирование и расчеты перспективных изделий без применения имитационного и 3D-CAD/CAE-моделирования. Как и всякий процесс проектирования сложного узла, проектирование компрессоров (а совершенство компрессора во много и определяет совершенство двигателя в целом) авиационных ГТД носит итерационный характер, в ходе которого от предварительных схем и упрощенных расчетов идет

Контактная информация: 8(347)273-79-54

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, поддержана грантом Президента Российской Федерации НШ-65497.2010.9 для ведущих научных школ

движение к реальному представлению об объекте с углублением проработки его основных характеристик и исследованием второстепенных особенностей. В данной работе рассмотрена задача получения характеристик осевых компрессоров, которая является одной из сложнейших задач при их проектировании.

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

В настоящее время существует три основных способа получения характеристик компрессоров. Наиболее надежный и точный способ их определения – по результатам испытания на специальных стендах. Недостатками этого метода являются: необходимость специального оборудования (испытательные стенды, мультипликаторы), большие затраты энергии, необходимость иметь готовый компрессор (или его уменьшенную модель). Кроме того, на современном оборудовании невозможно получить характеристики в широком диапазоне – в области пониженных частот вращения, в зоне авторотации, неустойчивой работы не доводя компрессор до разрушения. Таким образом, на этапе разработки характеристику компрессора получить затруднительно.

Второй способ – статистический анализ характеристик компрессоров (полученных при помощи эксперимента) и по обобщенным зависимостям с некоторой долей вероятности построение характеристики конкретного (в том числе вновь создаваемого) компрессора. Недостатком этого метода является то, что характеристики принципиально новых компрессоров, не охваченные статистикой, не могут быть получены.

Третий способ – математическое описание процессов, происходящих в элементах компрессора. Достоинство метода – можно получить характеристики любого компрессора на этапе проектирования, доводки и эксплуатации. В данном направлении велись многочисленные разработки такими известными авторами [1–4], как К. В. Холщевников, Л. Н. Држинин, А. П. Тунаков, О. Н. Емин, Р. М. Федоров, Л. Е. Ольштейн и др.

2. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК

Существует метод расчета характеристик компрессоров, состоящий в сложении вдоль оси характеристик ступеней [4]. Этот метод не требует знания параметров решеток на отдельных радиусах и интегрирования вдоль радиуса.

Рассматривая треугольник скоростей элементарной ступени, можно написать уравнение

для коэффициента теоретического напора ступени на расчетном режиме:

$$\bar{H}_{th0} = 1 - \bar{c}_{a0} (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (1)$$

Экспериментальные исследования показывают малое изменение углов α_1 и β_2 . Принимая, что углы α_1 (входа потока в РК абсолютном движении) и β_2 (выхода из потока РК в относительном движении) остаются постоянными как для расчетного, так и для нерасчетных режимов, то для нерасчетного режима уравнение коэффициента теоретического напора примет вид:

$$\bar{H}_{th} = 1 - \bar{c}_a (\operatorname{ctg} \alpha_1 + \operatorname{ctg} \beta_2). \quad (2)$$

Можно связать теоретический, адиабатический напоры и КПД с помощью уравнения:

$$\frac{\bar{H}_{th}}{\bar{H}_{th0}} \cong \frac{\bar{H} \eta_{к0}^*}{\bar{H}_0 \eta_{к}^*}. \quad (3)$$

Обобщая уравнения (1–3) можно получить два безразмерных комплекса, зависящих от кинематики потока:

$$K_1 = \frac{\bar{H}}{\eta_{к}^*} - \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{a0}} \frac{\bar{H}_0}{\eta_{к0}^*}, \quad (4)$$

$$K_2 = \bar{H} - \bar{H}_0 \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{a0}}. \quad (5)$$

Графики изменения K_1 и K_2 в зависимости от $\frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{a0}}$ и M_u приведены на рис. 1, 2 [4].

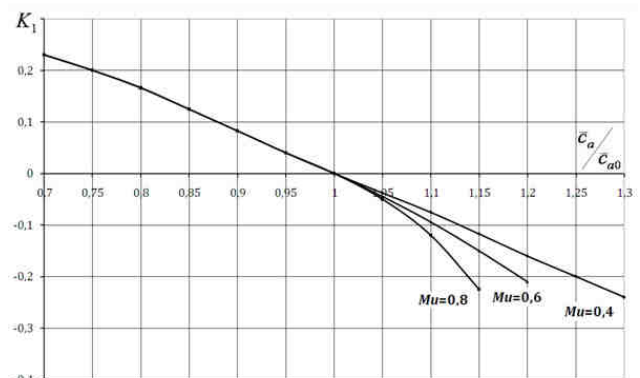


Рис. 1. Изменение коэффициента K_1

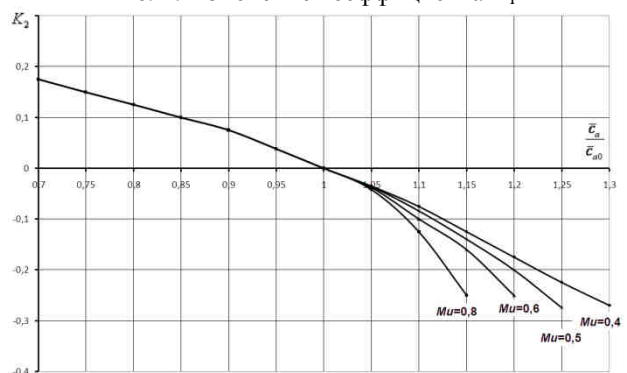


Рис. 2. Изменение коэффициента K_2

Используя K_1 и K_2 , можно вычислить коэффициент теоретического напора и КПД для любого режима, характеризующегося $\frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{a0}}$ и M_u .

$$\bar{H}_{th} = K_1 + \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{a0}} \bar{H}_{th0}; \quad (6)$$

$$\eta_{\kappa}^* = \frac{K_2 + \bar{H}_{th0} \cdot \eta_{\kappa0}^* \cdot \frac{\bar{c}_a}{\bar{c}_{a0}}}{\bar{H}_{th}}. \quad (7)$$

С помощью коэффициента теоретического напора можно вычислить степень повышения давления:

$$\pi_{\kappa}^* = \left(1 + \frac{\bar{H} \cdot u_{\kappa}^2}{k \cdot R \cdot T^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (8)$$

Приведенная методика была реализована в разработанной системе имитационного моделирования COMPRESSOR. Проведена проверка адекватности реализованной методики. Результаты приведены на рис. 3.

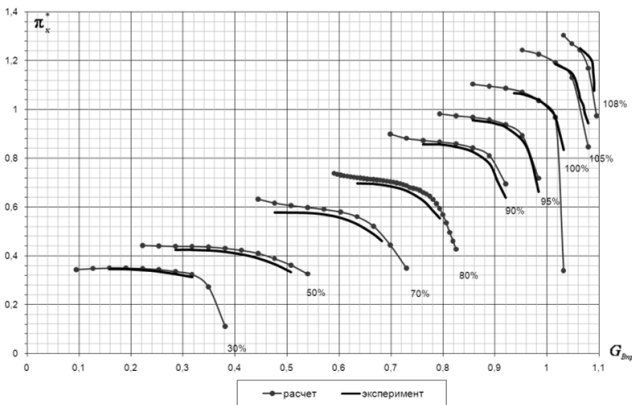


Рис. 3. Сравнение расчетной и экспериментальной характеристик

3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГРАНИЦЫ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

Неустойчивая работа компрессора является одним из наиболее опасных дефектов газотурбинных двигателей. Причиной возникновения неустойчивой работы компрессора, в конечном счете, всегда является срыв потока с его лопаточных венцов [4]. В современных ГТД применяются в основном многоступенчатые компрессоры. Ступень же в свою очередь состоит из вращающегося рабочего колеса (РК) и неподвижного направляющего аппарата (НА) [1–4].

Схема течения потока в ступени [1–5] показана на рис. 4. Вследствие вращения РК его лопатки перемещаются в окружном направлении с окружной скоростью u , а воздушный поток набегаает на них с относительной скоростью w_1 , направление которой, характеризуемое углом β_1 , во избежание срыва потока должно быть близким к направлению входных кромок лопаток РК. Лопатки РК выполняются криволинейными с таким расчетом, чтобы угол выхода потока из колеса β_2 был больше угла β_1 . Этот поворот потока, как видно из рис. 1, сопровождается увеличением поперечного сечения каждой струйки воздуха, проходящей через межлопаточный канал ($f_2 > f_1$). В результате этого относительная скорость воздуха в колесе уменьшается ($w_2 < w_1$), а давление возрастает.

патки перемещаются в окружном направлении с окружной скоростью u , а воздушный поток набегаает на них с относительной скоростью w_1 , направление которой, характеризуемое углом β_1 , во избежание срыва потока должно быть близким к направлению входных кромок лопаток РК. Лопатки РК выполняются криволинейными с таким расчетом, чтобы угол выхода потока из колеса β_2 был больше угла β_1 . Этот поворот потока, как видно из рис. 1, сопровождается увеличением поперечного сечения каждой струйки воздуха, проходящей через межлопаточный канал ($f_2 > f_1$). В результате этого относительная скорость воздуха в колесе уменьшается ($w_2 < w_1$), а давление возрастает.

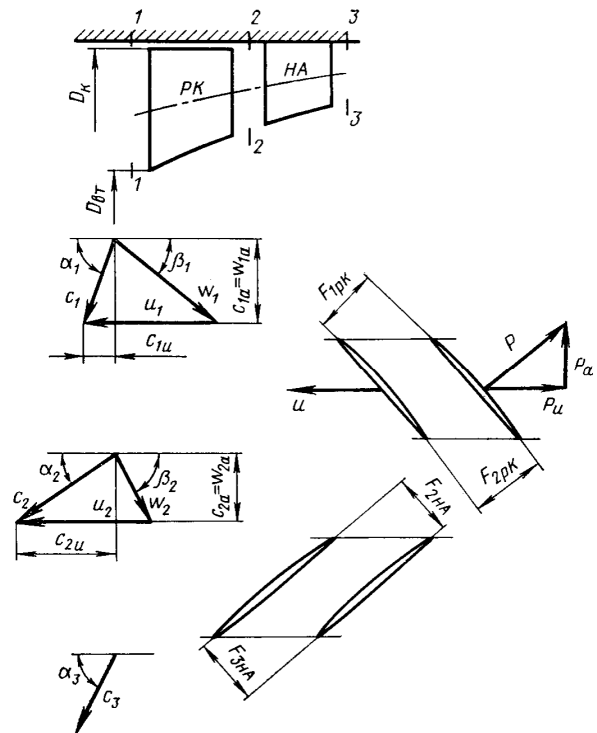


Рис. 4. Схема течения в ступени компрессора

Описанная картина течения воздуха в ступени наблюдается при расчетном соотношении между окружной скоростью вращения колеса u (числом оборотов) и осевой скоростью c_{1a} (расходом воздуха). В условиях эксплуатации по тем или иным причинам это соотношение может нарушаться. Так, например, может наблюдаться уменьшение c_{1a} при неизменном значении u . Как видно из рис. 1, в этом случае угол β_1 будет уменьшаться, а вместе с ним уменьшится и площадь поперечного сечения струйки f_1 . В то же время направление потока за колесом (угол β_2) мало зависит от осевой скорости – оно определяется в основном формой и направлением хвостовых частей рабочих лопаток. Следовательно, сечение струйки f_2 останется прежним.

В результате геометрическая диффузность межлопаточного канала, характеризуемая отношением f_2/f_1 , возрастает, и поэтому торможение потока в нем будет более сильным – w_2 упадет, а давление воздуха за колесом увеличится. Таким образом, при уменьшении c_{1a} степень повышения давления воздуха в данной ступени (и соответственно во всем компрессоре) возрастает. Но, как видно из рис. 5 [3], при уменьшении c_{1a} одновременно с увеличением угла β_1 возрастает угол атаки i , с которым обтекаются лопатки РК.

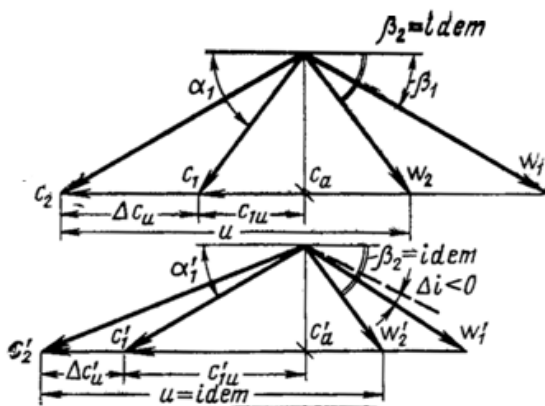


Рис. 5. Изменение угла атаки при уменьшении осевой скорости

При увеличении угла атаки (рис. 6) сверх некоторого критического значения $i_{кр}$ возникает срыв потока с поверхности лопаток. При срыве происходит резкое увеличение угла β_2 (поток перестает следовать за направлением хвостовой части лопаток), в результате чего торможение потока в межлопаточном канале и повышение давления в нем почти прекращаются. Поэтому увеличение давления за ступенью при снижении осевой скорости воздуха происходит лишь до тех пор, пока углы атаки на рабочих лопатках (и на лопатках НА) не превышают критических.

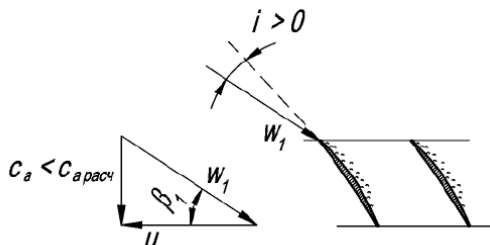


Рис. 6. Обтекание лопатки при положительном угле атаки

На данном рис. 7 представлена типичная аэродинамическая характеристика плоской решетки профилей, которая отражает зависимости угла отклонения потока в решетке $\Delta\beta$ и коэф-

фициента гидравлического сопротивления ζ_c при изменении угла атаки.

На рис. 7 приведены результаты продувки плоской компрессорной решетки – зависимости угла поворота потока $\Delta\beta$ и коэффициента потерь ζ от угла атаки i .

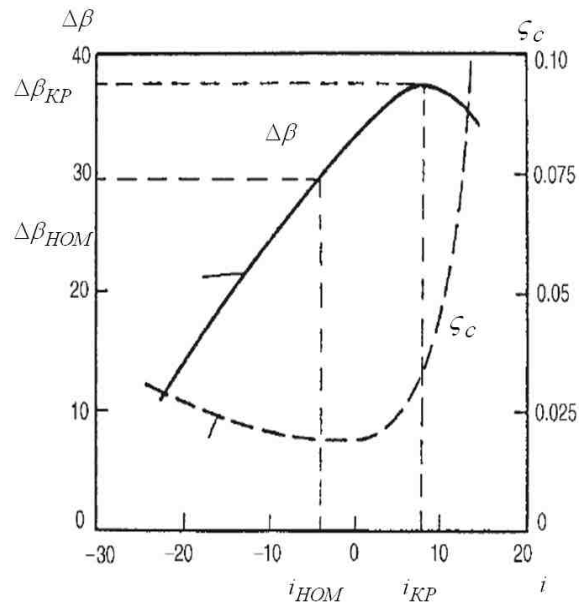


Рис. 7. Результаты продувки [7]

Данная кривая не является обобщенной зависимостью угла поворота потока в решетке от угла атаки на РК и зависит в общем случае от лопаточных углов решетки $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$, густоты решетки b/t и режима течения в межлопаточном канале, определяемого числом Рейнольдса Re . В частности, данная экспериментальная кривая получена при $b/t = 0,9$, $\beta_{1л} = 45,5^\circ$, $\beta_{2л} = 90,5^\circ$ и $Re = 3 \cdot 10^5$.

4. РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОМПРЕССОРА СОВМЕСТНО С ГРАНИЦЕЙ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ

Методика расчета характеристик осевых многоступенчатых компрессоров совместно с границей устойчивой работы реализована авторами в системе COMPRESSOR. На рис. 8 приведен внешний облик системы с библиотекой элементов.

В библиотеке элементов имеется элемент с названием «Характеристика», с помощью которого можно выполнять расчет характеристики ступени и всего компрессора. На рис. 9 приведена схема модели для расчета характеристики трехступенчатого компрессора в системе COMPRESSOR.

Каждый элемент имеет входные параметры. Элемент «Вход» имеет следующие входные параметры:

- расход воздуха;

- полная температура;
- полное давление;
- число ступеней;
- частота вращения на расчетном режиме.

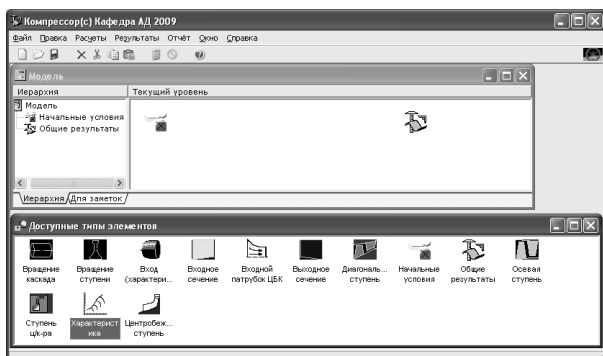


Рис. 8. Внешний вид системы COMPRESSOR [6]

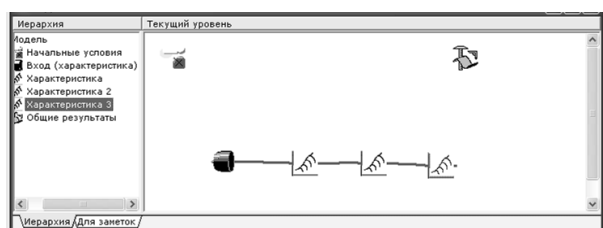


Рис. 9. Схема трехступенчатого компрессора [6]

Элемент «Характеристика» имеет следующие входные параметры:

- наружные диаметры (вход и выход из РК, выход из НА);
- относительные диаметры втулки (вход и выход из РК, выход из НА);
- осевая скорость на входе в РК (расчетная);
- осевая скорость на выходе из РК (расчетная);
- коэффициент неравномерности;
- входной лопаточный угол;
- выходной лопаточный угол;
- угол потока в абсолютном направлении на входе в РК;
- угол потока в относительном направлении на выходе из РК;
- критический угол атаки.

После задания всех необходимых входных параметров можно производить расчеты.

В качестве примера приведены результаты расчета трехступенчатого осевого компрессора в системе COMPRESSOR.

Система позволяет получать как характеристики отдельных ступеней, так и характеристи-

ку компрессора в целом. На рис. 10 приведена расчетная характеристика компрессора.

В первом приближении критический угол атаки принимается равным 8° для всех ступеней. На рис. 11–13 приведены зависимости углов атаки в степенях от расхода.

На рис. 14–15 показаны сводные зависимости углов атаки всех ступеней от расхода отдельно для низконапорных и высоконапорных веток характеристики.

Проанализировав зависимости (рис. 11–15), можно сделать вывод, что в области малых частот вращения помпаж вызывается срывом потока с лопаточных венцов первой ступени, а в области высоких – срывом потока в последних ступенях. Данный вывод соответствует реальной физической картине.

Имея зависимости угла атаки от расхода и зная критический угол атаки, можно обнаружить границу устойчивой работы компрессора при фиксированной частоте вращения, то есть выявить соответствующий границе устойчивости расход. В табл. 1 приведены расходы, соответствующие границе устойчивой работы компрессора.

Таблица 1

Расходы воздуха, соответствующие границе устойчивой работы компрессора

Ступень	1	2	3
$G_{Впр}$			
$n_{пр} = 30\%$	0,27	0,19	0,15
$n_{пр} = 50\%$	0,45	0,33	0,28
$n_{пр} = 70\%$	0,61	0,49	0,47
$n_{пр} = 80\%$	0,69	0,59	0,58
$n_{пр} = 90\%$	0,76	–	0,71
$n_{пр} = 95\%$	0,8	–	0,79
$n_{пр} = 100\%$	–	–	0,88
$n_{пр} = 105\%$	–	–	0,98
$n_{пр} = 108\%$	–	–	1,03

Из табл. 1 необходимо взять максимальные расходы на каждой частоте вращения, а затем с помощью них построить границу устойчивости. На рис. 16 показан алгоритм построения границы устойчивой работы.

На рис. 17 приведено сравнение расчетной и экспериментальной границ устойчивой работы исследуемого компрессора.

Как видно из рис. 17, расчетная и экспериментальные границы устойчивой работы значительно отличаются, следовательно, необходимо уточнение методики определения границы устойчивой работы компрессора. Расхождение может быть связано с тем, что результаты продувки соответствовали вполне конкретной решетке, которая отличается от используемых в модели решеток.

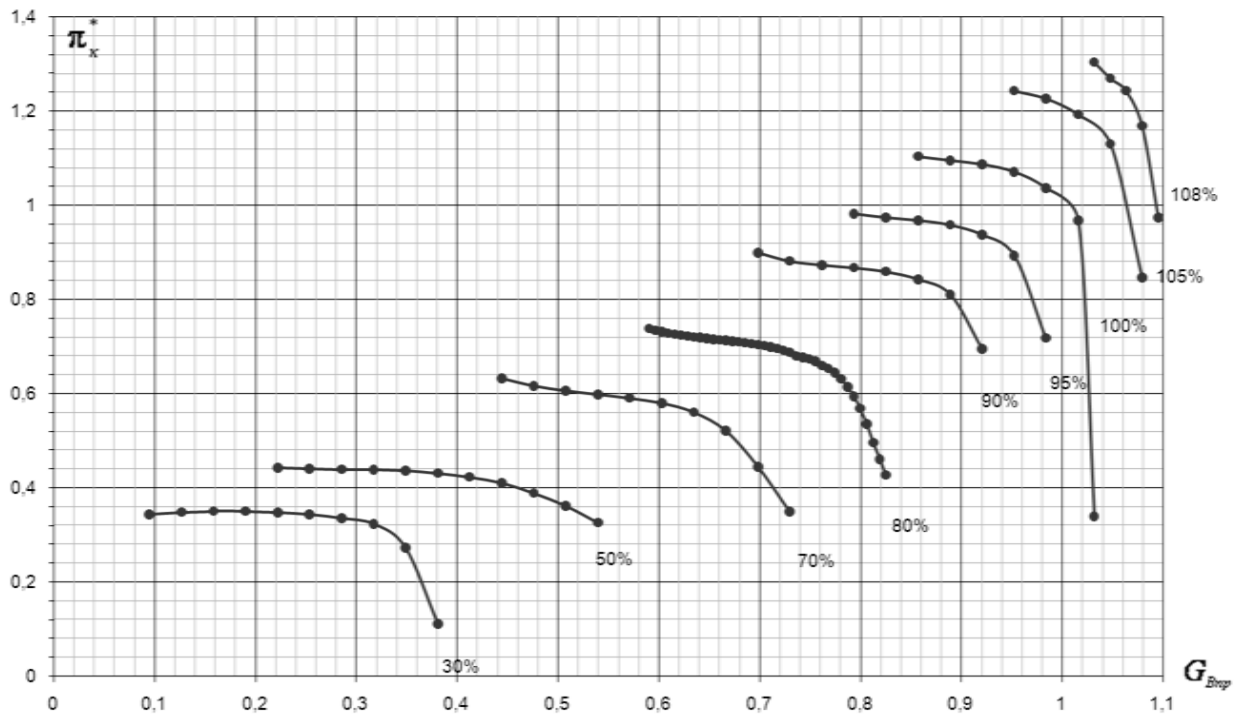


Рис. 10. Расчетная характеристика компрессора

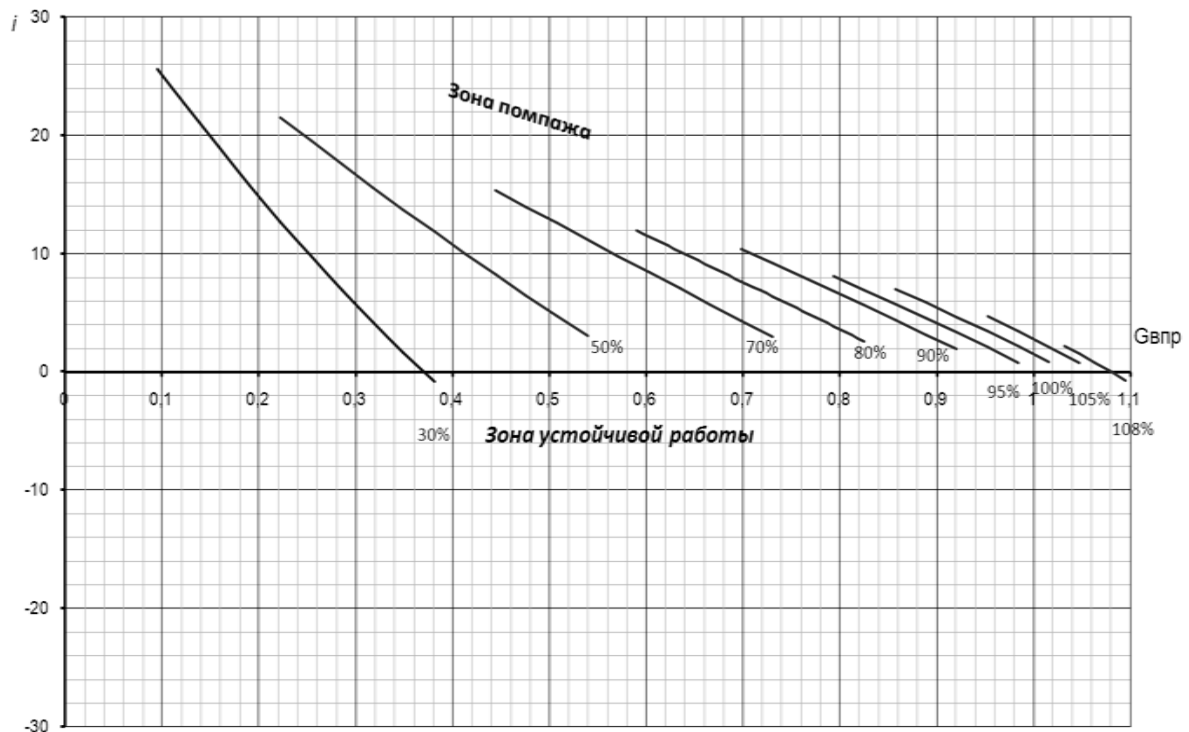


Рис. 11. Зависимости углов атаки от расхода на разных частотах для первой ступени

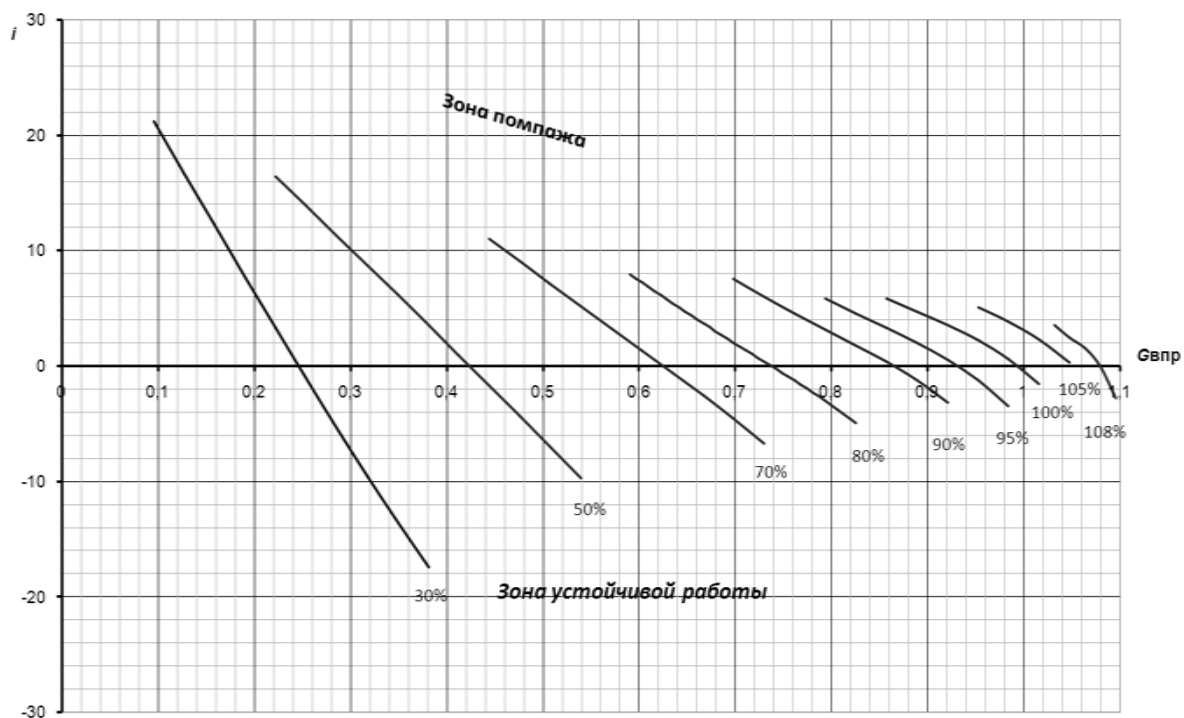


Рис. 12. Зависимости углов атаки от расхода на разных частотах для второй ступени

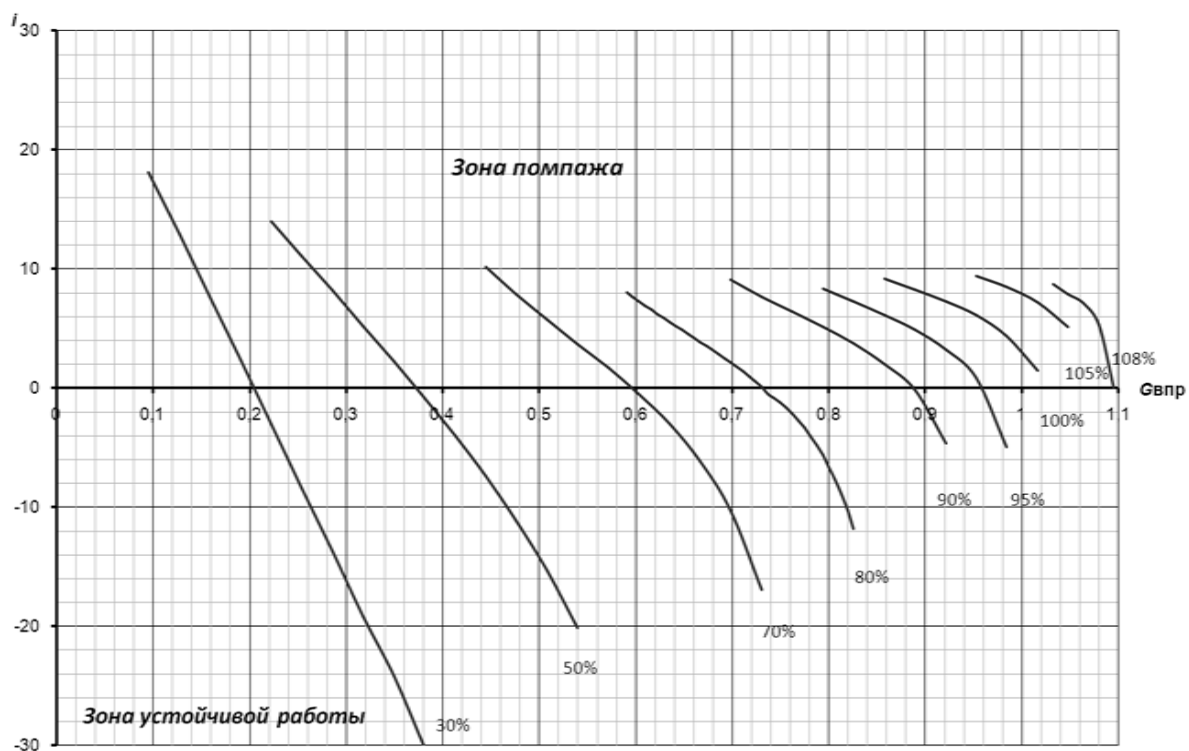


Рис. 13. Зависимости углов атаки от расхода на разных частотах для третьей ступени

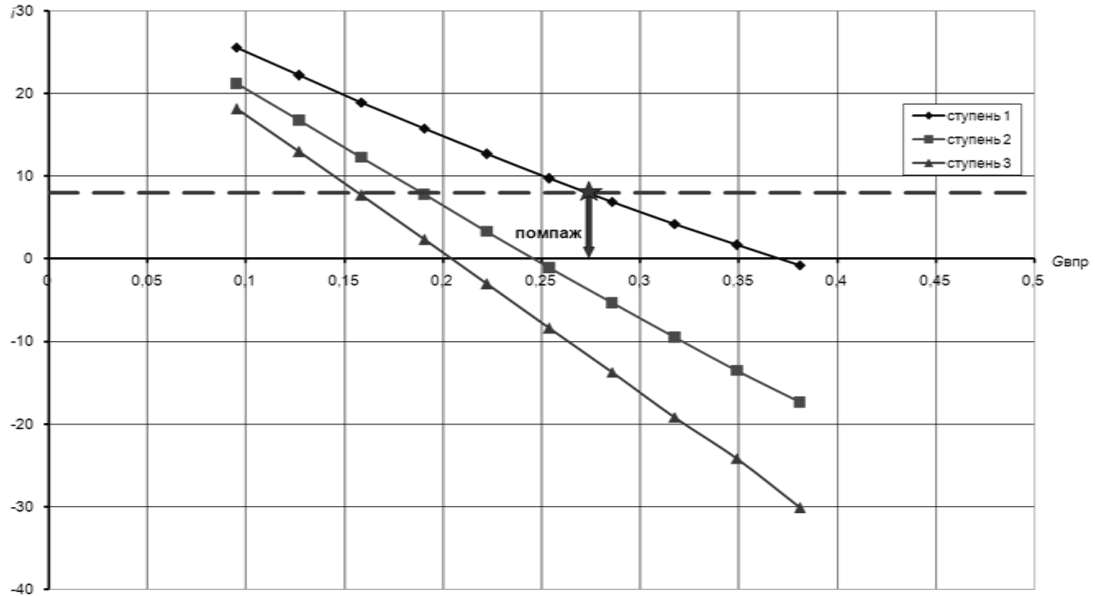


Рис. 14. Зависимость углов атаки от расхода для низконапорных веток

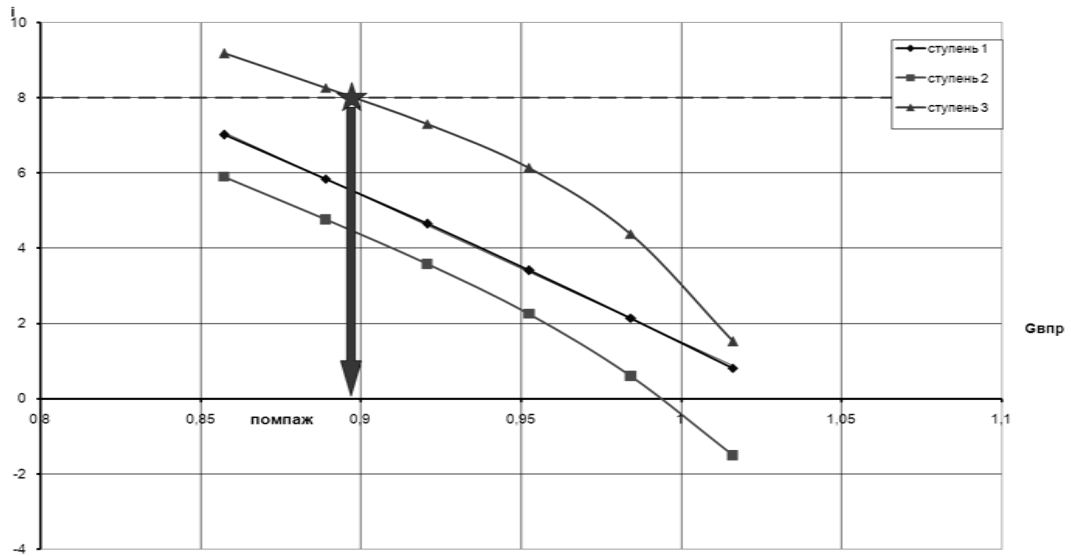


Рис. 15. Зависимость углов атаки от расхода для высоконапорных веток

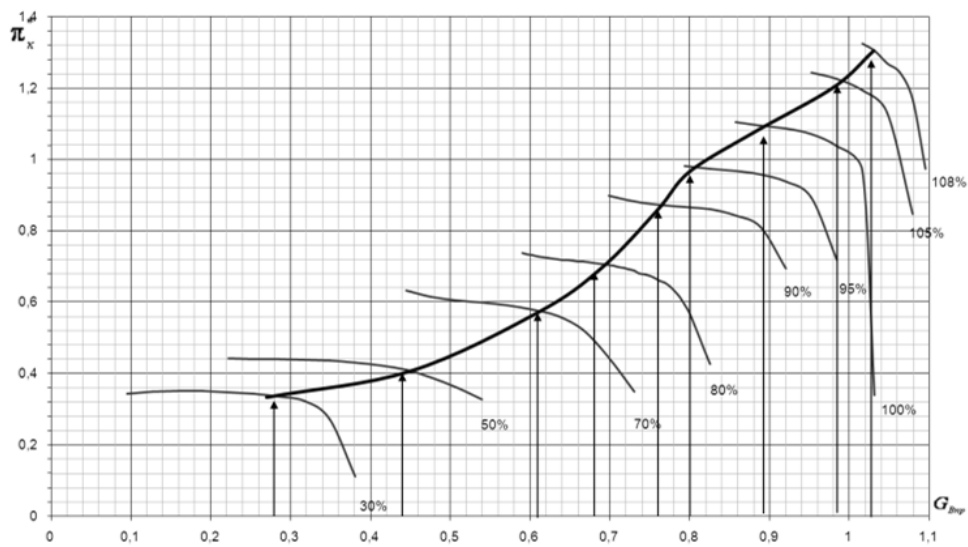


Рис. 16. Построение границы устойчивой работы

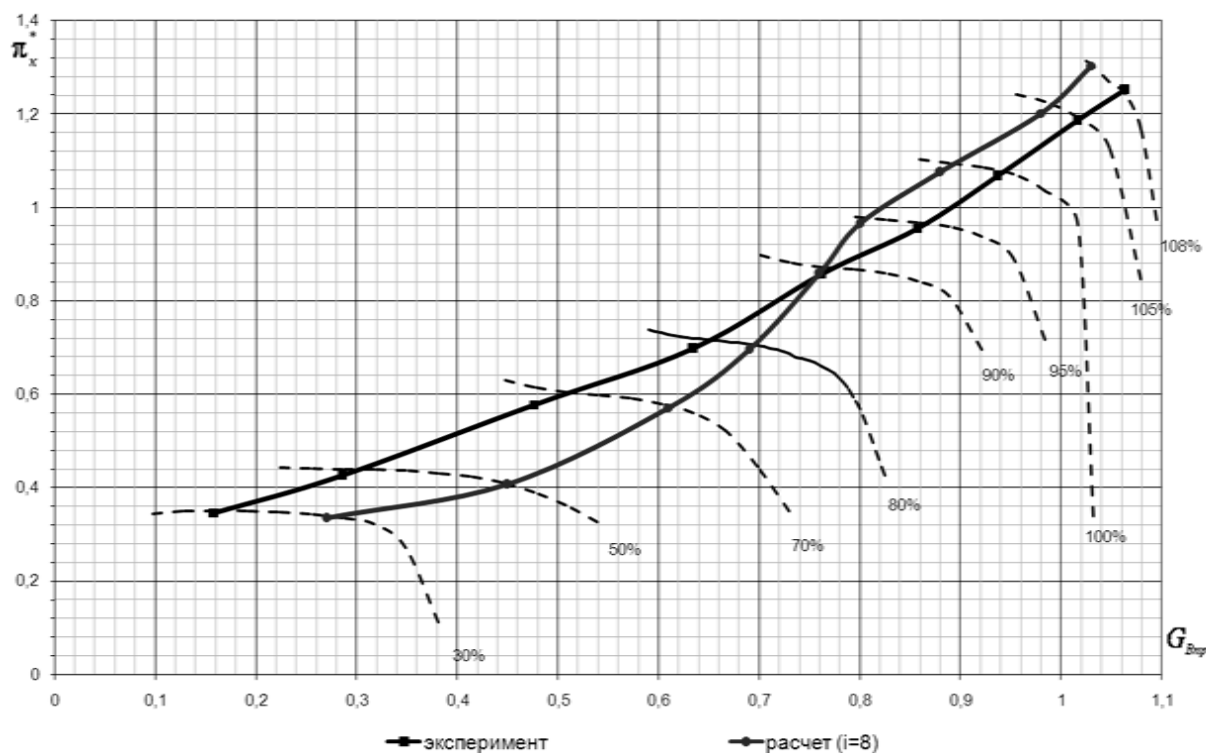


Рис. 17. Сравнение расчетной и экспериментальной границ устойчивой работы

5. УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ГРАНИЦЫ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ КОМПРЕССОРА

В исследуемой модели проводились расчеты для нескольких критических углов атаки. На рис. 18 приведены границы устойчивости для различных углов атаки.

Как видно из рис. 18, на пониженных приведенных частотах вращения в первых ступенях достигаются значительные величины углов атаки, а на последних ступенях — отрицательные (табл. 1, рис. 11–13). Данный факт подтверждается приближением расчетной границы устойчивости к экспериментальной кривой на пониженных приведенных частотах вращения при повышении величины критического угла атаки, а также на повышенных приведенных частотах вращения при уменьшении величины критического угла атаки. Соответственно для удовлетворительной сходимости расчетной и экспериментальной границ устойчивой работы компрессора требуется дискретное задание ограничений по критическим углам атаки для различных ступеней — более высокие значения требуются для группы первых ступеней, более низкие — для группы последних ступеней.

В качестве методики построения границы устойчивой работы на характеристике используется ограничение по критическому углу атаки на рабочем колесе. Для упрощения расчетной модели возможно задание постоянного крити-

ческого угла атаки по высоте пера лопатки и по различным ступеням каскада компрессора. Однако такое допущение вносит значительную методическую погрешность в расчет и в условиях требований высокой точности недопустимо. Конкретные значения критических углов атаки можно вычислить с помощью кривой, разработанной Хауэллом, приведенной на рис. 19.

Для проведения анализа работы компрессора на нерасчетных режимах работы задаются номинальным углом поворота потока в решетке профилей на данном радиусе [7] (в работе проводится анализ только на среднем диаметре).

Номинальный угол поворота потока связан с номинальным следующим соотношением: $\Delta\beta_{\text{ном}} = 0,8 \cdot \Delta\beta_{\text{кр}}$. Данному номинальному углу поворота потока в решетке соответствует определенное значение угла атаки $i_{\text{ном}}$.

На рисунке представлены зависимости:

$$C_D = f\left(\frac{i-i_{\text{ном}}}{\Delta\beta_{\text{ном}}}, \frac{b}{t}\right); \quad \frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\text{ном}}} = f\left(\frac{i-i_{\text{ном}}}{\Delta\beta_{\text{ном}}}, \frac{b}{t}\right).$$

Анализ данных кривых указывает на то, что нерасчетный угол отклонения потока в решетке профилей не зависит от плотности решетки, а коэффициент сопротивления решетки имеет расчленение характеристик по плотности решетки профилей. Данная обобщенная характеристика имеет следующие ограничения по области применения: $Re < 10^5$ и $Re > 3 \cdot 10^5$.

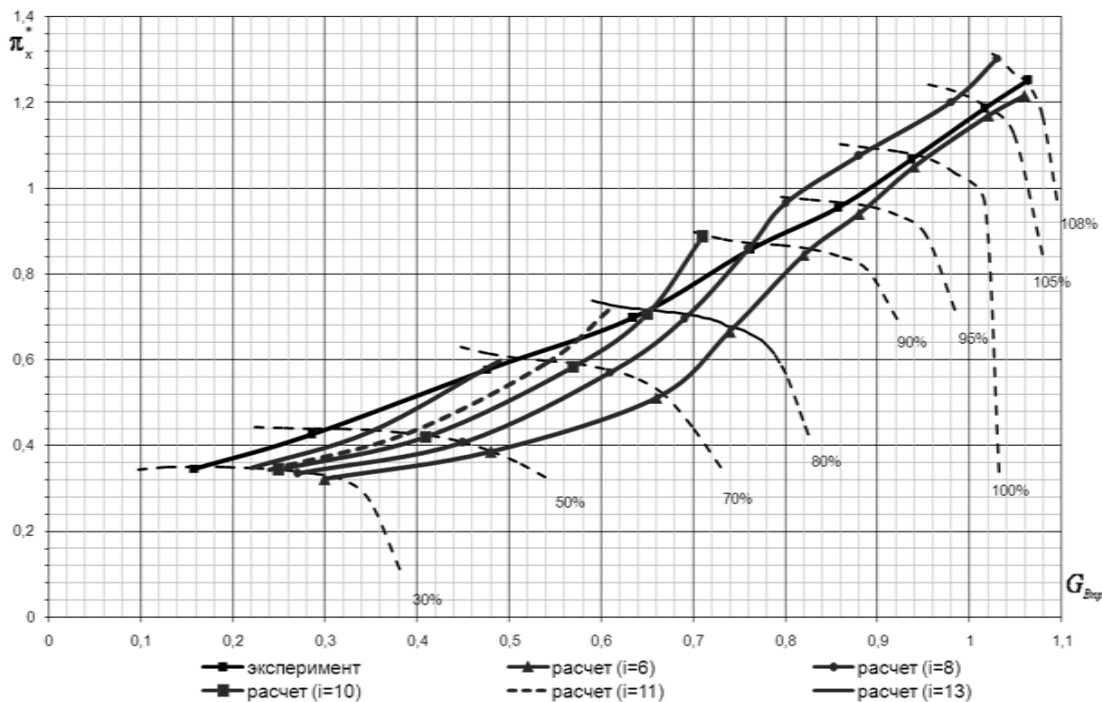


Рис. 18. Сравнение границ устойчивости с различными критическими углами атаки

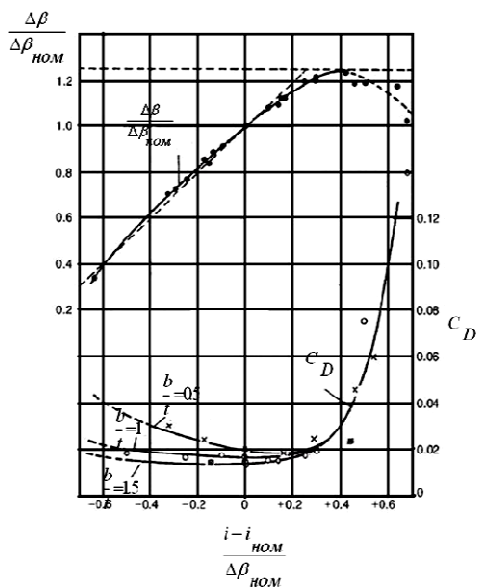


Рис. 19. Обобщенная характеристика различных решеток на нерасчетных режимах [7]

Коэффициент гидравлического сопротивления решетки связан с коэффициентом сопротивления решетки следующим соотношением:

$$\text{tg}(\alpha_m) = \frac{1}{2} \cdot (\text{tg}(\alpha_1) + \text{tg}(\alpha_2));$$

$$\zeta = \frac{C_D}{(b/t) \cdot (\cos(\alpha_m))^3}.$$

Граница устойчивой работы компрессора определяется точкой максимума на зависимости:

$$\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_{\text{ном}}} = f\left(\frac{i - i_{\text{ном}}}{\Delta\beta_{\text{ном}}}, \frac{b}{t}\right).$$

Этот факт связан с образованием отрывной зоны при превышении критического угла атаки, что приводит к резкому снижению угла поворота потока в решетке профилей.

Таким образом, наиболее оптимальным и экспериментально обоснованным критерием для выявления границы устойчивой работы компрессора является следующее равенство:

$$\frac{i - i_{\text{ном}}}{\Delta\beta_{\text{ном}}} \approx 0,4.$$

На этапе проектирования компрессора затруднительно произвести определение максимального, а соответственно, и номинального угла поворота потока в решетке профилей. Поэтому в данной работе за номинальные значения угла отклонения потока в лопаточной решетке и угла атаки принимаются соответствующие значения в проектной точке. Применение метода Хауэлла позволяет в значительной степени повысить адекватность математической модели и повысить точность определения границы устойчивой работы на характеристике компрессора за счет дифференцированного определения критического угла атаки для каждой ступени каскада. После проведения расчета с дискретным распределением критических углов атаки была получена граница устойчивости, изобра-

женная на рис. 20 и характеристика, приведенная на рис. 21. В табл. 2 приведены расходы, соответствующие границе устойчивой работы компрессора.

Таблица 2

Расходы воздуха, соответствующие границе устойчивой работы компрессора

Ступень $G_{Впр}$	1	2	3
$n_{пр} = 30\%$	0,2	0,19	0,16
$n_{пр} = 50\%$	0,33	0,33	0,3
$n_{пр} = 70\%$	0,45	0,49	0,5
$n_{пр} = 80\%$	–	0,59	0,62
$n_{пр} = 90\%$	–	–	0,76
$n_{пр} = 95\%$	–	–	0,84
$n_{пр} = 100\%$	–	–	0,94
$n_{пр} = 105\%$	–	–	1,02
$n_{пр} = 108\%$	–	–	1,05

Как показывает анализ кривых приведенных на рис. 20–21, дискретное расчетное задание ограничения по критическому углу атаки позволяет получить удовлетворительное совпадение расчетной и экспериментальной границ устойчивости компрессора.

ВЫВОДЫ

В системе имитационного моделирования COMPRESSOR реализована методика построения характеристик осевых многоступенчатых компрессоров путем «сложения характеристик» отдельных ступеней. Данная методика позволяет получать достаточно точные результаты в широкой области приведенных частот вращения при ограниченном количестве исходных

данных на начальных этапах проектирования за счет базирования на одномерном расчете по среднему диаметру и обобщенных экспериментальных зависимостях.

Для определения границы устойчивой работы многоступенчатого компрессора используется ограничение по критическому углу атаки и обобщенная кривая Хауэлла для анализа работы каскада компрессора на нерасчетных режимах работы. Этот метод позволяет с достаточно высокой достоверностью получать границу устойчивой работы каскада компрессора. Таким образом, разработана комбинированная методика построения характеристик осевых многоступенчатых компрессоров в широкой области приведенных частот вращения совместно с границей устойчивой работы компрессора.

В настоящее время ведутся работы по дальнейшему уточнению методики построения характеристик компрессоров совместно с границей устойчивости, а именно: работы по определению срыва потока на различных радиусах по высоте пера лопатки (это позволит повысить точность определения границы устойчивой работы компрессора, так как срыв потока, как правило, происходит во втулочных сечениях лопатки); уточнение методики определения потерь в лопаточной решетке, что позволит повысить точность построения напорных веток на характеристике каскада компрессора. Также ведутся работы по моделированию рабочих процессов многоступенчатых осевых компрессоров на неустойчивых режимах работы.

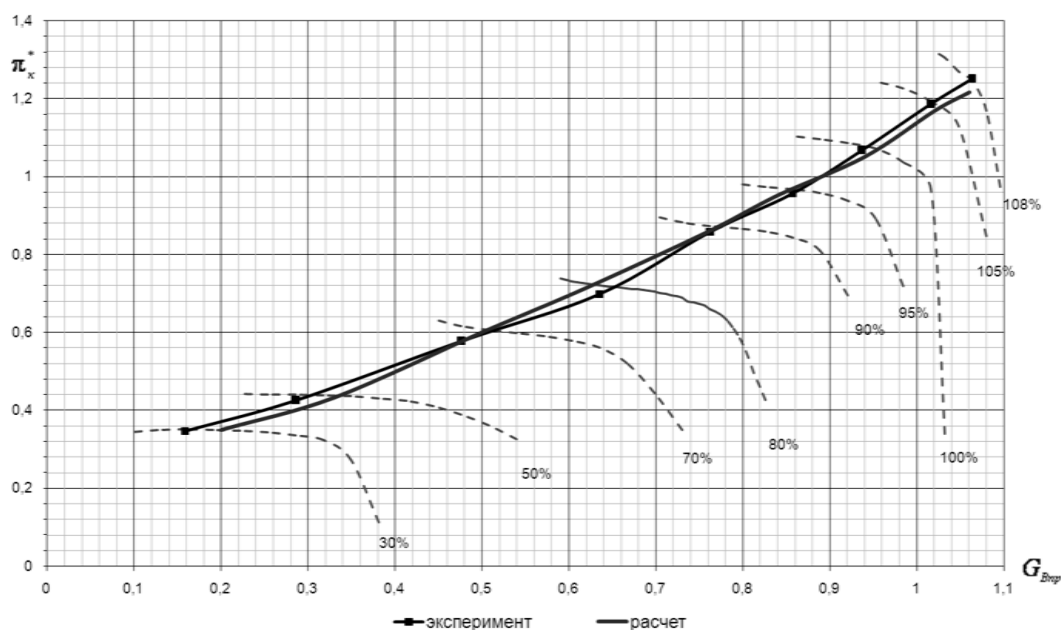


Рис. 20. Сравнение уточненной расчетной и экспериментальной границ устойчивости

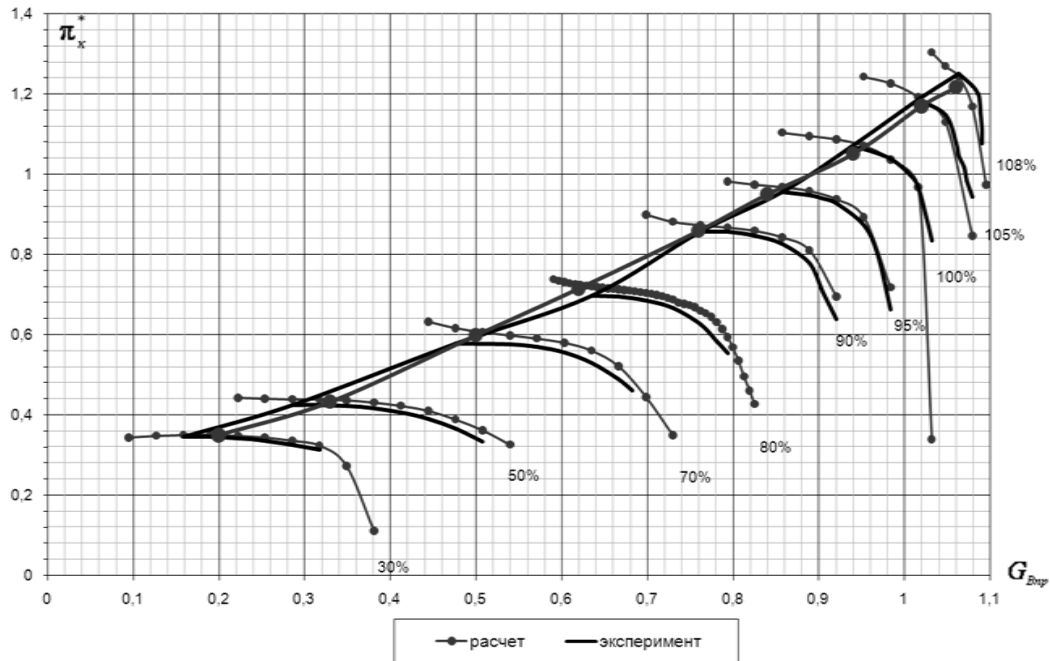


Рис. 21. Сравнение расчетной и экспериментальной характеристик

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ржавин Ю. А.** Осевые и центробежные компрессоры двигателей летательных аппаратов. Теория, конструкция и расчет: Учеб. М.: Изд-во МАИ, 1995. 344с.
2. **Емин О. Н., Карасев В. Н., Ржавин Ю. А.** Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД: Учеб. пособие. М.: Дипак, 2003. 156 с.
3. Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин / А. Н. Белоусов [и др.]. Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2006. 316 с.
4. **Холщевников К. В.** Теория и расчет авиационных лопаточных машин: Учеб. для авиац. вузов и факультетов. М.: Машиностроение, 1970. 610 с.
5. **Галимзянов Ф. Г.** Термодинамические и газодинамические расчеты авиационных ТРД: Лопаточные машины. Уфа: УАИ, 1978. 100 с.
6. **Ахмедзянов Д. А., Козловская А. Б., Кривошеев И. А.** Система моделирования компрессоров авиационных ГТД (COMPRESSOR): Свид-во об офиц. рег. № 2009612688, Роспатент, М., 2009.
7. **S. L. Dixon**, В. Eng., P. H. D. Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, University of Liverpool. 1998, 320 p.

ОБ АВТОРАХ



Козловская Александра Борисовна, асп. каф. авиац. двиг. Дипл. инж. по авиац. двиг. и энерг. установкам (УГАТУ, 2008). Иссл. в обл. процессов в компрессорах авиац. ГТД с использованием имитаци. и 3D-CAD/CAE-моделирования.



Ахмедзянов Дмитрий Альбертович, проф. той же каф., зам. декана ФАД. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энерг. уст. (УГАТУ, 1997). Д-р техн. наук по тепл., электроракетн. двигателям и энергоустановкам ЛА (УГАТУ, 2007). Иссл. в обл. рабочих процессов в авиац. ГТД, разработки матем. моделей сложн. техн. объектов, САПР авиац. ГТД.



Ахметов Юрий Мавлютович, доц. каф. прикл. гидромех., зам. ген. дир. НИИТ. Дипл. инж.-мех. по авиац. двиг. (УАИ, 1959). Канд. техн. наук по тепловым двигателям (МАИ, 1978). Иссл. в обл. газогидр. течений и систем управления энергоустановок.



Михайлов Алексей Евгеньевич, асп. каф. авиац. двиг. Дипл. инж. по авиац. двиг. и энерг. установкам (УГАТУ, 2010). Иссл. в обл. рабочих процессов в авиац. ГТД на установившихся и неустановившихся режимах.