

## ЭКСТРАПОЛЯЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНО ПОЛУЧЕННЫХ НАПОРНЫХ ВЕТОК НА ХАРАКТЕРИСТИКЕ КОМПРЕССОРА

Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б.

*ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет», Уфа, Россия, krivosh777@mail.ru*

Описывается методика экстраполяции экспериментально полученных напорных веток на характеристике компрессора. Эта же методика используется и для напорных веток, полученных расчетным путем. Предложен метод определения точек номинального и максимального теоретического напора с помощью метода построения номограмм. Приведены графические пояснения методики экстраполяции в общих и частных случаях для конкретных компрессоров. Проверка методики была выполнена на примере компрессоров низкого давления ряда современных двигателей (уже находящихся в эксплуатации более пяти лет) при различных частотах вращения. Выполненный авторами анализ показал, что потеря устойчивости системой с компрессором (ГТД или компрессор с ресивером и соплом на стенде) соответствует точке на напорной ветке, где значение изоэнтропического напора достигает максимума. Проведено сопоставление результатов с известными расчетными и экспериментальными характеристиками двигателей.

Ключевые слова: компрессор, характеристика компрессора, напорная ветка, номограмма, экстраполяция.

## EXTRAPOLATION OF THE EXPERIMENTAL OBTAINED COMPRESSOR SPEED CURVE ON COMPRESSOR'S MAP

Krivosheev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B.

*Ufa State Aviation Technical University, Ufa, Russia, krivosh777@mail.ru*

Experimental obtained compressor speed curve extrapolation method has been described. This method can be applied to calculated speed curve. Theoretical head rise nominal and maximal point determining method has been proposed using nomogram formation method. Graphic explanations extrapolation method has been demonstrated in general and particular cases for specific compressors. Method verification has been carried out for example low pressure compressors (already have been using for more than 5 years) at different rotating speed. Accomplished by authors analysis showed that stability loss of the compressor system (GTE or a compressor with a receiver and a nozzle at the stand) is corresponded with point on speed curve where isentropic head rise maximum is achieved. Results comparison has been carried out with known numerical and experimental engine's characteristics.

Keywords: compressor, compressor's map, speed curve, extrapolation.

### Методы экспериментального получения характеристик компрессоров

При экспериментальном получении характеристик компрессоров (рис.1), особенно если испытания проводятся в составе ГТД, возникает проблема – достаточно трудно получить напорные ветки в «нижней части» характеристики (при малых частотах вращения ротора, начиная с нулевой), а такая характеристика нужна для моделирования запуска двигателя. Кроме того, практически невозможно точно определить точки на границе помпажа, поскольку вводить двигатель в режим помпажных автоколебаний нельзя – возникает заброс температуры в камере сгорания, ухудшается охлаждение лопаток турбины и возможен их обрыв, из-за колебаний возможен обрыв лопаток компрессора. Сложно находить точки в зоне запираания (направляющих аппаратов и рабочих колес, при малых частотах вращения – последних ступеней, при больших частотах вращения – первых ступеней). Тем более не удастся получить запомпажную часть напорных веток (а такая характеристика требуется для моделирования

помпажных колебаний в двигателе, настройки и отладки системы защиты от помпажа в составе САУ ГТД). Обычно характеристику компрессора получают расчетным или экспериментальным путем в виде  $\pi_k^* = f_1[q(\lambda), \lambda_u]$  и  $\eta_k^* = f_2[q(\lambda), \lambda_u]$ .

### **Предлагаемый метод построения характеристик компрессора с использованием ограниченного количества экспериментальных данных**

В данной статье предложен способ экстраполяции экспериментально получаемых напорных веток, на которых несколько точек (в области устойчивой работы компрессора) определены экспериментально. Способ позволяет выделить на экстраполированных напорных ветках точки протекания границы помпажа и границы запираания, а также точки номинального и максимального значения теоретического напора. Это позволяет с высокой степенью достоверности нанести на характеристике компрессора границу помпажа и линию запирааний. Кроме того, способ позволяет на основе полученных напорных веток построить новые – с требуемым шагом по частоте вращения, вплоть до «нулевой» (начало раскрутки ротора при запуске). Предлагается определенная последовательность действий над компрессором и определенная последовательность обработки результатов испытаний. При этом в отличие от известных способов, для построения границы помпажа не требуется при испытаниях вводить компрессор в помпаж и фиксировать помпажные точки на напорных ветках характеристики. Достаточно экспериментально зафиксировать на каждой напорной ветке по три точки (желательно одна – вблизи номинального режима, а две другие выше и ниже его по напору, но до запираания), в обычном диапазоне устойчивой работы компрессора. Далее с использованием результатов этих измерений производятся расчеты и построения на основе установленных авторами закономерностей и выведенных (в развитие метода Ольштейна Л.Е.) формул. По результатам строится граница помпажа и экстраполируются напорные ветки (а также строятся новые), что и составляет искомую характеристику компрессора. Как известно, помпажные автоколебания являются недопустимым режимом работы ГТД (в т.ч. компрессора в его составе) и возможность получения границы помпажа по результатам испытаний в зоне режимов устойчивой работы важна для практики.

### **Описание предлагаемой методики экстраполяции напорных веток и характеристик компрессоров**

В предлагаемой методике, как и в известных, при испытаниях компрессора авиационного газотурбинного двигателя на стенде или в составе двигателя, измерения производят на каждой напорной ветке при фиксированной частоте вращения, при этом различные точки получают за счет изменения степени дросселирования проходного сечения за компрессором или перед ним. Однако, в отличие от известных способов [1-5], для определения границы газодинамической устойчивости и построения напорных веток

предлагается следующая последовательность действий. Выполняются испытания компрессора – либо автономно (как показано на рис. 2), либо в составе двигателя (на стенде или на самолете, в т.ч. в эксплуатации – при контроле параметров). Испытания начинаются с наименьшей частоты, при которой двигатель или компрессор на стенде работают устойчиво. При каждом испытании компрессора измеряются и фиксируются: давление  $p_h$  и температура  $T_h$  окружающей среды, параметры в трех точках напорной ветки (при заданной частоте вращения) вблизи номинального режима: частота вращения  $n$ , статическое давление в мерном  $p_{\lambda}$  сечении лемнискаты на входе, заторможенное давление  $p_K^*$  и температура  $T_K^*$  за компрессором. По этим параметрам стандартным образом определяется расход воздуха  $G$ , газодинамическая функция плотности тока  $q(\lambda_{1a})$  и приведенная скорость  $\lambda_{1a}$  на входе в компрессор. В каждой точке определяется степень повышения давления в компрессоре и изоэнтропический и теоретический напор по формулам:

$$\pi_K^* = \frac{P_K^*}{P_B^*}; \quad (1)$$

$$H_S = C_p T_B^* (\pi_K^{*0,286} - 1); \quad (2)$$

$$H_T = C_p (T_K^* - T_B^*). \quad (3)$$

Строится фрагмент характеристики компрессора (рис. 3) в координатах  $H_S = f(\lambda_{1a})$  и  $H_T = f(\lambda_{1a})$ . Как показано на рис.1, каждая напорная ветвь (при фиксированной приведенной частоте вращения  $n_{пр}$ ) в координатах  $H_S(\lambda_{1a})$  изображается дугой, ограниченной справа вертикальной линией режимов запирания, и расположенным над отрезком прямой  $H_T = f(\lambda_{1a})$ . Как показал анализ, на практике линейность зависимости  $H_T = f(\lambda_{1a})$  особенно четко обеспечивается при низких частотах вращения компрессора (0,3-0,4 от  $n_{max}$ ). Такая линейность  $H_T = f(\lambda_{1a})$  прежде всего наблюдается для элементарной (по Н.Е.Жуковскому) решетки профилей или элементарной ступени, но согласно публикациям Ольштейна Л.Е., при изображении характеристики ступени в виде  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a / \bar{c}_{a0})$  такая линейность также имеет место вблизи номинального режима.

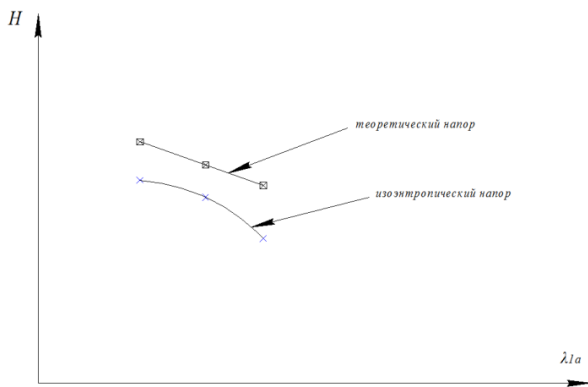


Рис. 1. Графическая интерпретация отрезков напорных веток, построенных по результатам испытаний компрессора (в области устойчивой работы) для теоретического  $H_T(\lambda_{1a})$  и изэнтропического напоров  $H_S(\lambda_{1a})$  при фиксированной частоте вращения  $n$

Поэтому в предложенной методике используется установленный авторами факт, что для каждой напорной ветки (при каждой частоте вращения  $n$ ) соответствующая линия  $H_T = f(\lambda_{1a})$  является отрезком прямой, по крайней мере, существует участок, на котором ветка ведет себя линейно. При таком предположении предлагается (рис. 2) линейно экстраполировать этот отрезок  $H_T = f(\lambda_{1a})$  до оси ординат, определять в точке пересечения с осью ординат (для данной напорной ветки) значение ординаты  $H_{Ty}$  и, проводя из этой точки касательную к дуге  $H_S = f(\lambda_{1a})$ , определять в точке касания точку "0" номинального (для данной напорной ветки) режима компрессора. Обозначим номинальные точки на кривой изэнтропического напора  $H_{S_0}$  и теоретического напора  $H_{T_0}$ .

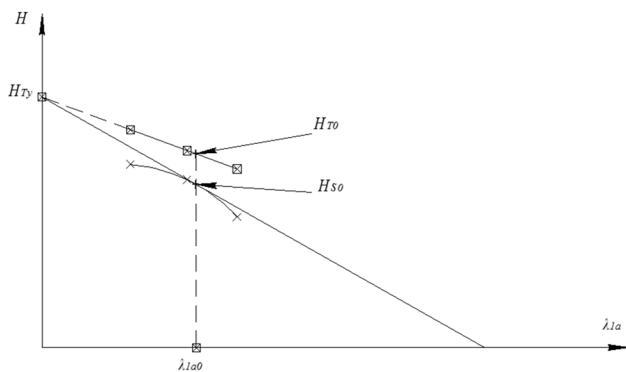


Рис. 2. Линейная экстраполяция отрезка напорной ветки  $H_T(\lambda_{1a})$  до оси ординат, определение значения  $H_{Ty}$ , построение касательной к напорной ветке  $H_S(\lambda_{1a})$ , определение в точке касания номинальной точки «0» и характерной точки « $x_s$ » на оси абсцисс, определение значений  $\lambda_{1a0}$  и  $\lambda_{1axs}$  для данной частоты вращения  $n$

Выполненный авторами анализ показал, что потеря устойчивости системой с компрессором (ГТД или компрессор с ресивером и соплом на стенде) соответствует точке на напорной ветке  $H_S = f(\lambda_{1a})$ , где значение изоэнтропического напора  $H_S$  достигает максимума  $H_{Sm}$ . Для определения положения точки "m", соответствующей максимуму теоретического напора, предложено использовать номограммы в виде семейства изолиний  $\Delta\beta = const$ ; в пространстве координат  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  при условии отсутствия закрутки на входе ( $\alpha = 90$ ). Для удобства предложено шаг  $\Delta\beta$  выбирать переменным, так, чтобы каждые две соседние изолинии соответствовали – одна номинальному значению  $\Delta\beta_0$ , а следующая – максимальному значению  $\Delta\beta_m$ . Для этого соблюдается условие  $\Delta\beta_0 = 0,8\Delta\beta_m$ . Как известно, номограммой является графическое представление функции от нескольких переменных, позволяющее с помощью простых геометрических операций исследовать функциональные зависимости без выполнения вычислений. Для данной методики использованы номограммы, которые можно описать следующим соотношением:

$$\bar{H}_T = 1 - \left( \frac{\text{tg}\beta_1}{\text{tg}(\beta_1 + \Delta\beta)} \right); \quad (4)$$

$$\Delta\beta = const; \quad (5)$$

$$\Delta\beta_0 = 0,8\Delta\beta_m. \quad (6)$$

Номограммы строятся таким образом, что на напорной ветке, имеющей точку касания с номограммой  $\Delta\beta_m = const$ , в точке касания ("m") достигается значение  $H_{Tm}$ , которому соответствует максимальное значение  $\Delta\beta_m$ , а в точке "0" пересечения с номограммой  $\Delta\beta_0 = const$ , достигается значение  $H_{T0}$ , которой соответствует номинальное значение поворота потока в решетке  $\Delta\beta_0 = 0,8\Delta\beta_m$ , как показано рисунке 3.

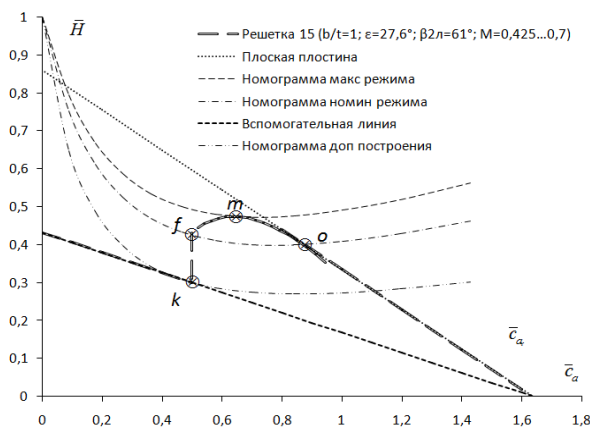


Рис. 3. Номограммы и напорная ветка в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  для конкретной решетки профилей (решетка №15) из альбома продувок решеток профилей [4]

Выполненный анализ показал, что известный классический метод задания универсальной кривой  $\left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\beta_0}\right) = f\left[\frac{\beta_1 - \beta_{1_0}}{\Delta\beta_0}\right]$  в общем случае дает большую погрешность.

Вместо этого для определения координат т. "m" предложено соотношение  $\frac{\text{tg}\beta_{1_m}}{\text{tg}\beta_{1_0}} \approx 0,788$  и как еще более общий способ – нахождение для заранее определенной т. "o" наклона линейной части  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  на биссектрисе между этой линией и касательной, построенной из т. "o" к номограмме  $\Delta\beta_m = \text{const}$ . Таким образом, определяется т. "m". Далее, в отличие от метода Ольштейна Л.Е. и в соответствии с атласом продувок решеток профилей [1] в окрестности т. "m" предлагается аппроксимировать напорную ветку в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  функцией Безье, для которой в т. "o" задан луч линейной части характеристики  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$ , а в т. "m" задана касательная к номограмме  $\Delta\beta_m = \text{const}$ . Для этого через 2 точки (максимальную т. "m", номинальную т. "o") проводим дугу окружности в координатах  $\beta_2 = f(\beta_1)$  и в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  достраиваем эту дугу ветку до номограммы  $\Delta\beta_0 = \text{const}$ . Из этой точки "f" проводится участок вертикально вниз до точки "k", где луч из т. "x" касается одной из номограмм (для последней определяется соответствующее значение  $\Delta\beta_k = \text{const}$ ). Точка "x" – где линейная часть  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  пересекается с осью абсцисс,  $\Delta\beta_x = 0$ . Таким образом, получается характеристика решетки профилей с учетом точки срыва и включая участок левее зоны срыва. Аналогичным образом, для конкретной частоты вращения  $n$  может быть получена экстраполированная напорная ветка в виде  $H_T = f(\lambda_{1_v})$  вместе с участком за пределами границы помпажа. Данный метод построения характеристик решеток профилей с использованием предложенных номограмм сопоставлен авторами с результатам продувок решеток профилей, опубликованных в атласе [1] и с результатами 3D CAD/CAE-моделирования, выполненного в системах UG и Ansys CFX. Степень и область адекватности признаны достаточными для использования при проектировании, доводке и диагностике состояния компрессоров в эксплуатации. Поэтому авторами решено использовать данную методику для определения номинального и максимального режима работы решеток профилей, для расчета их характеристик при создании СИМ (системы имитационного моделирования) VENEC. Такая система создается для моделирования и автоматизированного проектирования компрессоров (всех типов, включая диагональные и центробежные), а в дальнейшем – и

турбин. Совместно с методами 3D CAD/CAE-моделирования ([5]), в сочетании с использованием обобщения экспериментальных данных, такие системы успешно применяются при проектировании и доводке ГТД.

### Примеры использования методики при экстраполяции напорных веток на характеристиках компрессоров известных двигателей

В приведенных ниже примерах показано, как предложенные номограммы применяются для построения характеристики компрессора в целом. Для иллюстрации разработанной методики воспользуемся экспериментальными характеристиками двух компрессоров: трехступенчатого компрессора низкого давления (КНД двигателя АЛ-55) и четырехступенчатого компрессора с входным направляющим аппаратом (ВНА). На рисунке 4 показаны отрезки напорных веток  $H_T = f(\lambda_{1a})$  и  $H_S = f(\lambda_{1a})$ , соответствующих 30 % максимальной частоты вращения КНД АЛ-55. На рисунке 5 показана экстраполяция построенной по результатам испытаний при  $n=30\%$  от максимальной частоты вращения линейной части напорной ветки  $H_T = f(\lambda_{1a})$ , определение точки  $H_{Ty}$  на оси ординат, поворот вокруг этой точки касательной к напорной ветке изоэнтропического напора  $H_S = f(\lambda_{1a})$  трехступенчатого КНД, определение в точке касания номинальной точки «0<sub>s</sub>» и на отрезке  $H_T = f(\lambda_{1a})$  соответственно точки «0» на линии теоретического напора. На рисунке 6 показаны номограммы и напорная ветка для трехступенчатого КНД при  $n=30\%$  от максимальной частоты вращения, полученная по данной методике, в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$ .

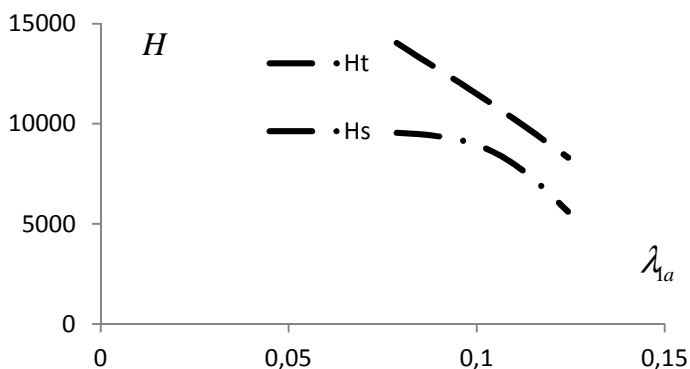


Рис. 4. Отрезки напорных веток в виде  $H_T = f(\lambda_{1a})$  и  $H_S = f(\lambda_{1a})$  трехступенчатого компрессора низкого давления (КНД АЛ-55), построенных по экспериментальным результатам испытания при  $n_{пр}=30\%$  от максимальной частоты вращения

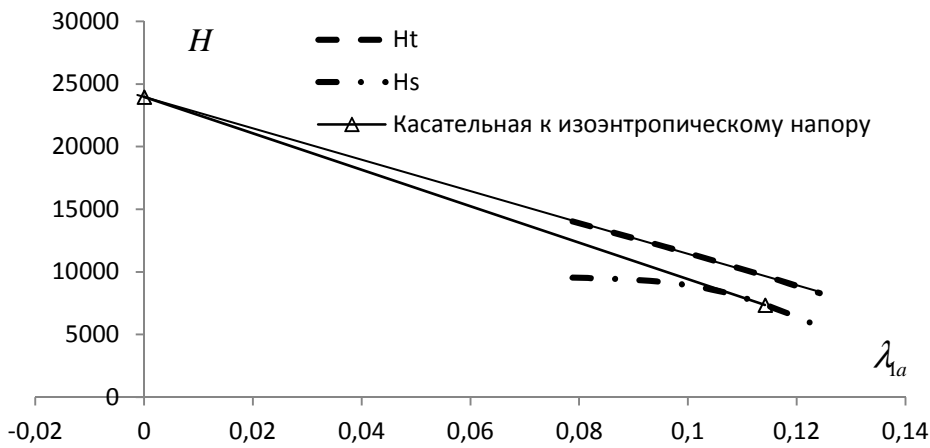


Рис. 5. Экстраполяция для построенных по результатам испытаний при  $n=30\%$  от максимальной частоты вращения линейной части напорной ветки  $H_T = f(\lambda_a)$ , определение точки  $\bar{H}_T$  на оси ординат, поворот вокруг этой точки касательной к напорной ветке изоэнтروпического напора  $H_S = f(\lambda_a)$  трехступенчатого КНД, определение в точке касания номинальной точки «0<sub>s</sub>» и на отрезке  $H_T = f(\lambda_a)$  соответственно точки «0»

На рис. 6–8 показаны результаты построения напорных веток для трехступенчатого КНД при  $n=30\%$ ,  $90\%$ ,  $100\%$  от максимальной частоты вращения, полученные по данной методике, в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$ .

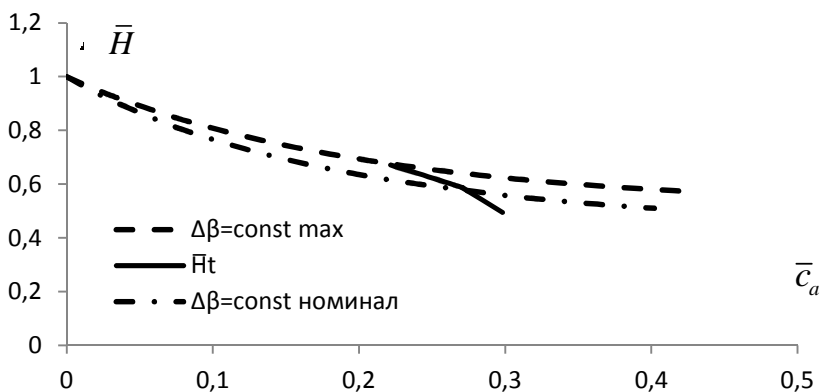


Рис. 6. Напорная ветка трехступенчатого КНД при  $n=30\%$  от максимальной частоты вращения, полученная по данной методике, в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  и  $\bar{H}_S = f(\bar{c}_a)$



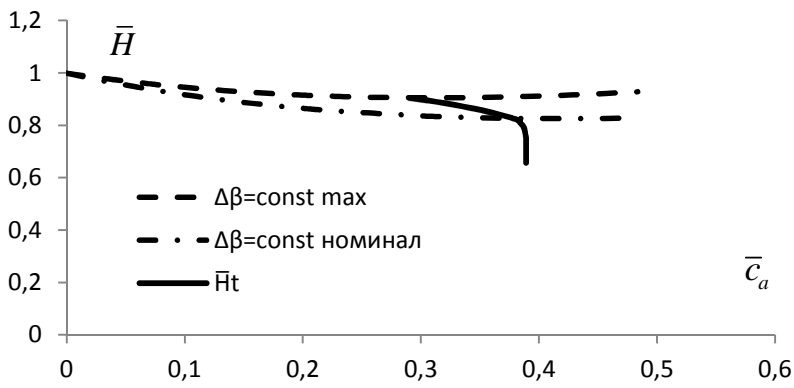


Рис. 7. Напорная ветка трехступенчатого КНД при 90 % максимальной частоты вращения, полученная по данной методике, в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$  и  $\bar{H}_S = f(\bar{c}_a)$

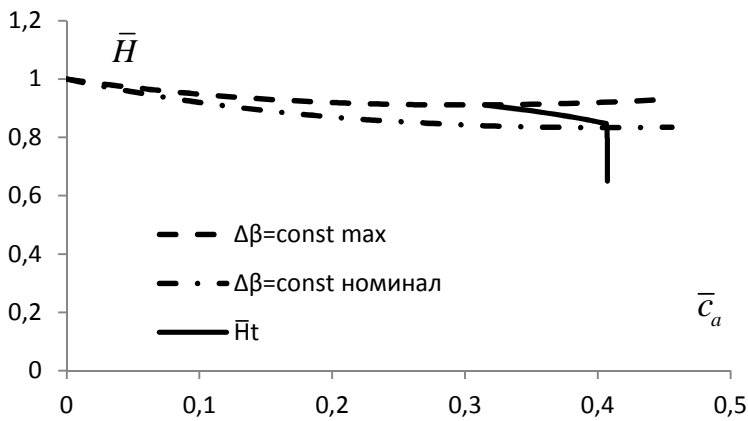


Рис. 8. Напорная ветка трехступенчатого КНД при  $n=100$  % максимальной частоты вращения, полученная по методике, в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$

Анализ показал, что данная методика может быть использована и для компрессоров с поворотным ВНА (входным направляющим аппаратом) и при повороте вместе с ним других НА (направляющих аппаратов) в составе компрессора. В качестве примера на рисунках 9–10 показаны номограммы и напорные ветки, построенные для четырехступенчатого компрессора с ВНА.

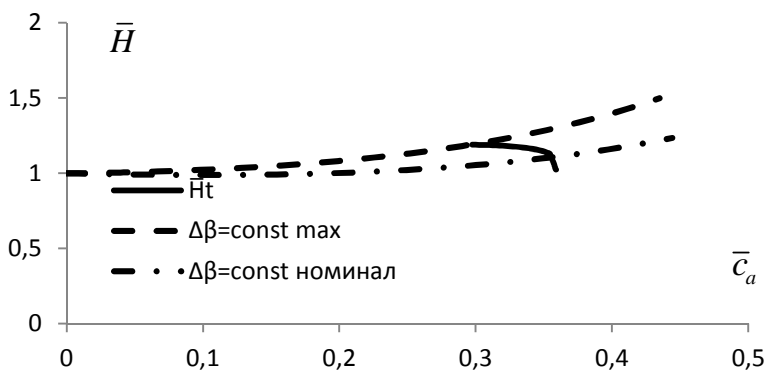


Рис. 9. Напорная ветка четырехступенчатого компрессора с ВНА при  $n=100$  % максимальной частоты вращения, полученная по методике, в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$

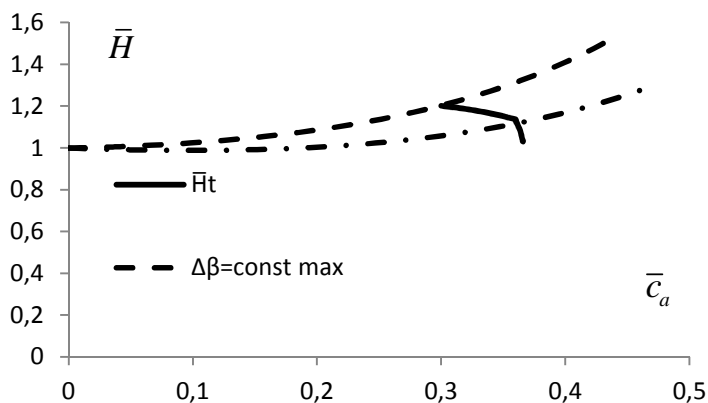


Рис. 10. Напорная ветка четырехступенчатого компрессора с ВНА при  $n=95$  % максимальной частоты вращения, полученная по методике, в координатах  $\bar{H}_T = f(\bar{c}_a)$

### Выводы

Показано, что традиционные методы универсального представления характеристик решеток профилей в общем случае дают большую погрешность. Предложен новый метод, позволяющий при заданной геометрии решетки профилей построить ее характеристику, включая точку срыва и левую часть (за точкой срыва). Предложен способ определения номинального режима для каскада (компрессора). Показан способ определения на напорной ветке теоретического напора точек, соответствующих номинальному режиму и режиму максимального поворота потока (в применении к осредненной ступени и осредненной решетки профилей). Описана методика экстраполяции экспериментально полученных напорных веток на характеристике компрессора. Она позволяет по экспериментальным точкам, полученным в режиме устойчивой работы компрессора, построить границу помпажа, получить запомпажные части напорных веток, построить (в дополнение к имеющимся) дополнительные напорные ветки (вплоть до «нулевой», соответствующей началу раскрутки ротора при запуске). Приведены графические пояснения методики в общих и частных случаях. Проверка методики выполнена на примере компрессоров низкого давления ряда современных двигателей (уже находящихся в эксплуатации более пяти лет – трехступенчатого КНД АЛ-55 и четырехступенчатого компрессора с ВНА). Проведено сопоставление результатов с известными расчетными и экспериментальными характеристиками двигателей и с опубликованными результатами продувок решеток профилей, а также с результатами 3D CAD/CAE-моделирования в системах UG и Ansys CFX. Предложенная методика экстраполяции экспериментально полученных напорных веток на характеристике при малом числе испытаний предполагает определенную последовательность действий над компрессором и порядок последующей обработки результатов испытаний либо контроля параметров в эксплуатации. Она позволяет упростить и объединить экспериментальные

исследования компрессоров и экстраполяцию напорных веток на характеристиках с помощью SCADA систем.

*Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки РФ (Госзадание).*

### Список литературы

1. Бунимович А.И., Орлова Г.С. Сборник аэродинамических характеристик плоских компрессорных решеток. Вып. 1. – М: ЦИАМ, 1955. – 70 с.; Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учеб. для авиац. вузов и фак-ов. – М.: Машиностроение, 1970. – 610с.
2. Казанчан П.П., Караваев Б.В., Серков В.И., Шишкин В.Н., Обобщение результатов продувок плоских компрессорных решеток методом регрессионного анализа // Труды ЦИАМ № 679. – М.: ЦИАМ, 1975. – 64 с.
3. Ольштейн Л. Е., Процеров В. Г. Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток»/ Труды ЦИАМ №150. – М.: Изд-во «Бюро Новой Техники, 1948. – 64 с.
4. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин: учеб. для авиац. вузов и фак-ов. – М.: Машиностроение, 1970. – 610с.
5. Guzairov, M.B., Krivosheev, I.A., Akhmedzyanov, D.A., Kishalov, A.E., Markina, K.V. Numerical investigation of characteristics of dual-circuit nozzles with considering the external flow // 29th Congress of the International Council of the Aeronautical Sciences, ICAS 2014, St. Petersburg, Russia, September 7-12m 2014 /(секция: 4 – PROPULSION , регистрационный номер: ICAS2014\_0548 [http://www.icas.org/ICAS\\_ARCHIVE/ICAS2014/data/alle.htm](http://www.icas.org/ICAS_ARCHIVE/ICAS2014/data/alle.htm)).
6. Reid L., Moore R.D. Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26 respectively, and with design pressure ratio of 1.82. NASA Technical Paper 1338. National Aeronautics and Space Administration, Washington, D.C. 20546. November 1978. 102 p.

### Рецензенты:

Ахмедзянов Д.А., д.т.н., профессор кафедры авиационных двигателей ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет», г. Уфа;

Кузьмичев В.С., д.т.н., профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов ФГАОУ  
ВО «Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П.  
Королева (национальный исследовательский университет)», г. Самара.