

УДК 629. 7.036: 621.515 (077)
Код ГРНТИ 55.42.03

doi 10.54708/19926502_2026_30311358

Метод доводки компрессоров ГТД по результатам испытаний

И.А. Кривошеев*, К.Е. Рожков, Н.Б. Симонов, О.Н. Иванова

ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий», г. Уфа, Республика Башкортостан, Россия

Аннотация. Рассматривается метод доводки компрессоров по результатам испытаний (автономных и в составе ГТД). Показано, что при этом целесообразно рассматривать изменение вдоль проточной части и по высоте проточной части не только заторможенного давления и температуры, но и изоэнтропической заторможенной температуры и идеального заторможенного давления. Это позволяет проанализировать изменение σ – коэффициента восстановления полного давления вдоль проточной части компрессора, в ступенях и в отдельных лопаточных венцах. Для улучшения КПД компрессора предложено вносить изменения в распределение работ по ступеням, а значит в изменение густот решеток, углов установки и углов выхода, степеней реактивности так, чтобы показатель σ всех ступеней стал одинаков, а в каждой ступени показатели σ всех лопаточных венцов также оказались одинаковы. Кроме того, следует добиваться, чтобы одинаковы были показатели σ в разных сечениях лопаточных венцов по высоте проточной части. Предложено также стремиться к тому, чтобы точки для концевых сечений рабочих колес ступеней находились на выделенных оптимальных линиях на диаграммах Смита для компрессоров. Дополнительно проверяется положение точек для среднемассовых сечений рабочих колес на таких же линиях, но выделенных на диаграммах Смита для средних сечений. Проверка возможности повышения КПД компрессоров проверяется после построения процесса сжатия вы компрессоре в T-s (или i-s) координатах.

Ключевые слова: компрессор, лопаточный венец, решетка профилей, густота, угол атаки, номинальный режим, коэффициент расхода, коэффициент напора.

*krivosh777@mail.ru

Роль доводки в процессе разработки ГТД и компрессоров в его составе

В процессе проектирования компрессора практикуются автономные испытания и испытания в составе ГТД. При этом важным этапом с большими затратами времени и ресурсов является доводка двигателя и компрессора в его составе. При доводке ГТД и компрессоров в его составе эффективно применение предложенного А.Я. Черкезом метода малых отклонений [1]. В этом методе предусмотрено использование коэффициентов влияния, которые получают экспериментально или расчетным путем. Кроме этого, при проектировании и доводке компрессоров практикуется уточнение по результатам испытаний фактических характеристик и интегральных показателей. В случае их несоответствия заявленным, предполагается внесение изменений в конструкцию и режимные параметры. Процесс доводки является трудоемким, длительным и недостаточно формализованным. Авторами предложена методика, позволяющая сократить затраты и ускорить доводку компрессоров в составе ГТД.

Методика анализа результатов испытаний компрессора и определения необходимой коррекции распределения работ по ступеням

На этапе доводки компрессора обычно имеются результаты численного 3DCAD/CAE-моделирования и определения термогазодинамических параметров в проточной части (ПЧ) в виде, показанном на Рис. 1.

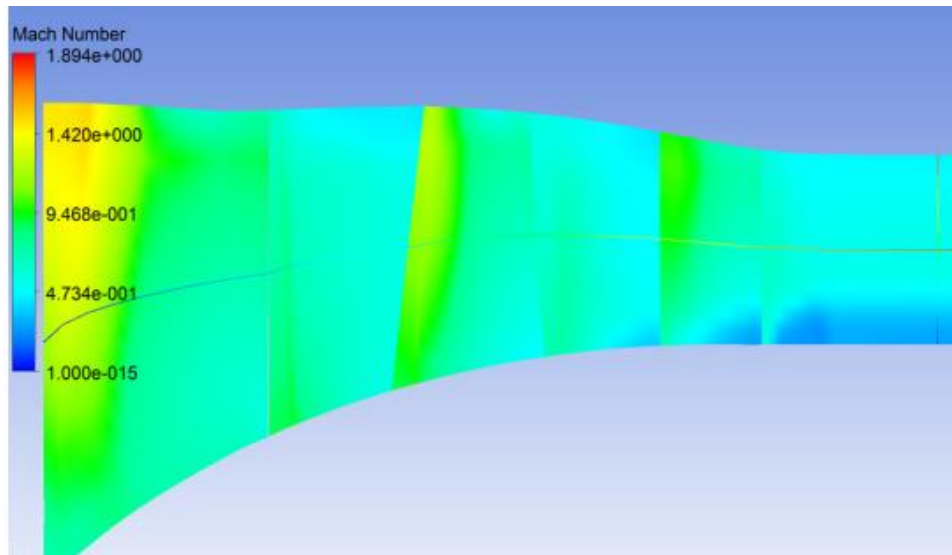


Рисунок 1. Пример представления результатов численного 3DCAD/CAE-моделирования и определения термогазодинамических параметров в проточной части при проектировании компрессора.

При доводке по результатам испытаний компрессора измеренные параметры сравниваются с результатами численного 3DCAD/CAE-моделирования: значения и изменение вдоль и по высоте ПЧ заторможенных температуры T^* , давления p^* , а также статического давления p . Это позволяет определять замеренные значения скорости рабочего тела, КПД (в лопаточных венцах, в ступенях и компрессорах вдоль среднемассовой поверхности тока, вдоль других поверхностей тока по высоте ПЧ). Авторами предложены выражения для определения среднемассовых значений КПД для лопаточных венцов (ЛВ), ступеней и компрессора, а также методы для его увеличения. На практике КПД обычно оценивается путем сравнения замеренного значения заторможенной температуры T^* и рассчитанного значения изэнтропической температуры: $T_s^* = T_1^* \left(p^* / p_1^* \right)^{\frac{k-1}{k}}$.

В работе [2] авторами предложено по изменению заторможенной температуры T^* анализировать изменение вдоль ПЧ идеального давления $p_{ид}^* = p_1^* \left(\frac{T^*}{T_1^*} \right)^{\frac{k}{k-1}}$. Такое значение может быть определено для ЛВ, в ступеней и компрессора в целом. Это позволяет определять значения коэффициента восстановления полного давления σ в отдельных ЛВ, ступенях и компрессоре в целом. Такие значения можно определить для любого участка ПЧ компрессора. В частности, в рабочих колесах (РК): $\sigma_{wPK} = p_{w2}^* / p_{w1}^* = p_2^* / p_{2ид}^*$. При этом значение σ_{wPK} может быть определено с помощью неподвижно установленных (на статоре) датчиков и не только в осевых, но и в центробежных и диагональных РК.

Авторами предлагается при доводке определять и анализировать изменение σ вдоль и по высоте ПЧ компрессора. В [3–5] авторами показано, что КПД ЛВ РК может быть определен по выражению: $\eta_{PK} = 1 - \left(1 - \sigma_{wPK}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_1^* / H_T + 1 \right)$. Аналогично для ступени компрессора КПД может быть записан как:

$$\eta_{CT} = 1 - \left(1 - \sigma_{CT}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_1^* / H_{TCT} + 1 \right) = 1 / \left[\left(1 / \sigma_{CT}^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_{1CT}^* / H_{S_{CT}} + 1 \right) - c_p T_{1CT}^* / H_{S_{CT}} \right].$$

Коэффициент восстановления полного давления для компрессора в целом $\sigma_K = \prod \sigma_{CTi}$ и

$$\eta_K = 1 - \left(1 - \sigma_K^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_1^* / H_{TK} + 1 \right) = 1 / \left[\left(1 / \sigma_K^{\frac{k-1}{k}} \right) \left(c_p T_{1K}^* / H_{S_{-K}} + 1 \right) - c_p T_{1K}^* / H_{S_{-K}} \right].$$

С учетом этого, при доводке предлагается получать значения σ_i и строить графики изменения этого показателя вдоль ПЧ компрессора, для отдельных ЛВ и отдельных ступеней.

Предлагается определять среднее значение этого показателя для ступеней $\sigma_{ct_cp} = \sqrt[Z_{CT}]{\sigma_K}$.

Здесь Z_{CT} – число ступеней. Предложено определять, в каких ступенях и ЛВ требуется увеличить показатель σ_i (за счет снижения работы в них), а в каких допустимо уменьшение этого показателя (за счет увеличения работы) при сохранении степени повышения давления в компрессоре π_K^* . Однако требуется, чтобы итоговые одинаковые значения σ_i (ЛВ и ступеней) были больше, чем определенные в исходном варианте значения σ_{ct_cp} и $\sigma_{ЛВ_cp}$, т.е. чтобы итоговые значения $\sigma_K = \left(\prod \sigma_{CTi} \right)^{Z_{CT}}$ и $\sigma_K = \left(\prod \sigma_{ЛВи} \right)^{Z_{ЛВ}}$ были больше, чем определенные при исходных испытаниях компрессора. Благодаря этому условию итоговое значение КПД компрессора η_K^* будет выше, чем определенное при исходных испытаниях компрессора. При этом изменяется распределение работы H_{Ti} по ступеням, температуры T^* и давления P^* вдоль ПЧ. Изменяются кинематические параметры (скорости c_a , углов $\Delta\beta$, β_1 , β_2 и α_1) в компрессоре. В свою очередь это требует изменения густоты решеток профилей и углов их установки γ . Требуемые изменения зависят от того, какие изменения потребовались для показателя ступеней σ_i . Для их определения авторами в [6] предложено использовать диаграммы Смита. При этом предложено выполнять расчеты коэффициентов потерь ξ по эмпирическим формулам [1]. В работе [7] авторами предложен также метод использования 3DCAD/CAE-моделирования.

На практике при доводке компрессора в составе ГТД приходится решать различные задачи. Например, если при испытаниях компрессора соответствуют заданным частота вращения n , расход воздуха G_v , степень повышения давления π_K^* , то может потребоваться повышение КПД. Для этого требуется увеличить σ_K путем внесения изменений в распределение работ H_{Ti} по ступеням. Может потребоваться внести изменение в густоты решеток профилей $(b/t)_i$, изменить углы установки γ_i или углы выхода $\alpha_{2(3)i}$. При этом степени реактивности ρ_i изменяются так, чтобы показатель σ_i всех ступеней стал одинаков ($\sigma_i = idem$), а показатели σ_i всех ЛВ в каждой ступени также оказались одинаковы. Предложено также добиваться, чтобы одинаковы были показатели σ в разных сечениях ЛВ по высоте ПЧ. Авторами показано, что требуется, чтобы точки для концевых сечений «к» РК ступеней находились на выделенных оптимальных линиях на диаграммах Смита для компрессоров [6, 8–10]. Для этого выполняется анализ того, как требуется изменить положения этих точек на диаграммах Смита. В свою очередь это позволяет определить, как необходимо изменить геометрию ПЧ и ЛВ в составе компрессора. После построения процесса сжатия в компрессоре в T-s (или i-s) координатах для исходного и итогового вариантов выявляется возможность повышения КПД компрессора.

Определение необходимых изменений густот, углов установки профилей и углов выхода из решеток ЛВ при доводке компрессоров

Как указано выше, согласно предложенной методике для повышения КПД компрессора η_K^* на первом этапе определяется необходимое изменение распределение точек «ср» для ступеней на диаграмме Смита. С учетом этого изменяется распределение работ H_{Ti}

по ступеням, а для этого изменяются плотности решеток профилей $(b/t)_i$, углы установки γ_i и углы выхода $\alpha_{2(3)i}$ степеней реактивности p_i . Авторами предложено в первых и последних ступенях определять необходимое значение плотности (в среднемассовом сечении) для обеспечения номинальных режимов «*» с использованием диаграмм Хауэлла, а в промежуточных ступенях – для обеспечения оптимальных режимов. При этом предложено использовать модифицированную формулу В.И. Дышлевского (которая обычно применяется в турбинах) для определения оптимальных плотностей b/t решеток ступеней в компрессоре. С учетом предложенных в [11] уточнений для учета сверхзвукового натекания это выражение имеет вид:

$$b/t = \frac{0,177}{k(1-\bar{c}_{\max})} \left[\frac{\sin \beta_2}{\sin \beta_1} (\beta_2 - \beta_1) \right]^{1/3} \cdot \left\{ 1 + \left[\frac{\sin \gamma}{b/t} - \bar{f} + \frac{\bar{c}_m}{2} \right] \cdot \left[\operatorname{ctg}(\varphi_c + \frac{\theta - \varphi_{\text{л}}}{2}) + \operatorname{ctg} \gamma \right] \right\},$$

где $k = 0,45$ для НА и $k = 0,6$ для РК. Здесь использована выведенная авторами в [11] относительная поправка на плотность за счет транс- и сверхзвукового натекания на решетку:

$$\delta \left(\frac{b}{t} \right) = \left[\frac{\sin \gamma}{b/t} - \bar{f} + \frac{\bar{c}_m}{2} \right] \cdot \left[\operatorname{ctg}(\varphi_c + \frac{\theta - \varphi_{\text{л}}}{2}) + \operatorname{ctg} \gamma \right],$$

где γ – угол установки, $\bar{f}$ – относительная координата стрелы прогиба, $\bar{c}_m$ – относительная толщина профиля, θ – кривизна средней линии, $\varphi_{\text{л}}$ – угол заострения сверхзвукового профиля вблизи передней кромки, φ_c – угол первого скачка внутри межлопаточного канала (Рис. 2).

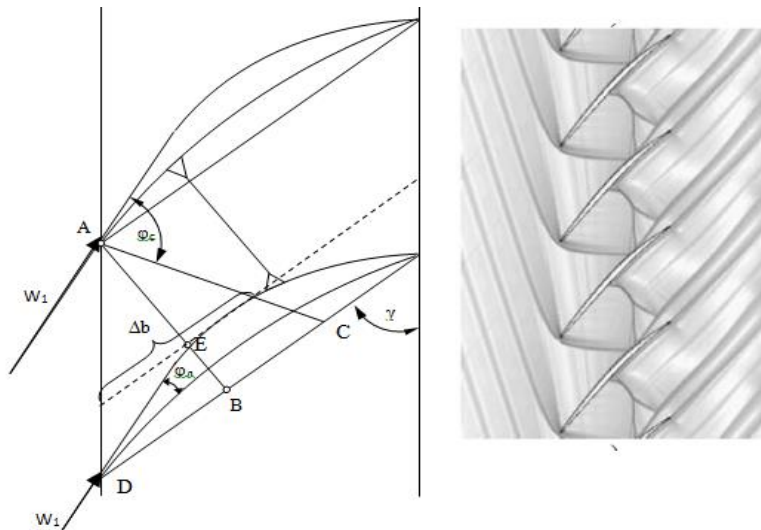


Рисунок 2. Схема натекания сверхзвукового потока по касательной к спинке сверхзвукового профиля.

При таком расчете используется связь φ_c – угла первого скачка и $\varphi_{\text{л}}$ – угла заострения профиля в зоне передней кромки. Для этого предложено использовать график (Рис. 3.12 из [12]).

На следующем этапе путем сравнения с результатами испытаний из опубликованных [9, 13, 14] выбирается диаграмма Смита для компрессоров, построенная в координатах $\langle \eta \rangle = f[\bar{H}_\tau, \bar{c}_a]$. При этом коэффициенты напора $\bar{H}_\tau$ и расхода $\bar{c}_a$ должны быть рассчитаны по отношению к окружной скорости в концевых сечениях «к» РК ступеней $u_{1к}$, а $\langle \eta \rangle$ – среднемассовый КПД ступеней. По предложенному методу на такой диаграмме строится линия С максимальных КПД. При этом проверяется, лежат ли полученные точки для концевых сечений «к» ступеней на этой линии. Аналогичным образом выбирается диаграмма Смита (Рис. 4) для компрессоров, построенная в координатах $\langle \eta \rangle = f[\bar{H}_\tau, \bar{c}_a]_{\text{ср}}$. В отличие от опубликованных диаграмм Смита, в данном случае коэффициенты напора $\bar{H}_{\tau, \text{ср}} = \mu$ и расхода

– c_{a_cp} должны быть рассчитаны по отношению к окружной скорости u_{1cp} , в средних сечениях «ср» РК ступеней, а $\langle \eta \rangle$ – среднемассовый КПД ступеней. После проверки на такой диаграмме, лежат ли полученные точки для средних сечений «ср» РК ступеней на этой линии С, принимаются решения об изменении положения этих точек «ср» на диаграмме Смита (Рис. 3). Это требует соответствующего перераспределения удельных работ по ступеням. С учетом этого требуется внесение изменений в густоту решеток профилей b/t , число лопаток z , углы атаки i , углы установки γ и в профилирование лопаточных венцов. После этого проверяется факт улучшения КПД компрессора. Проверка производится путем построения T-s (или i-s) диаграмм (Рис. 4), а также путем 3D CAD/CAE- моделирования.

Апробация разработанной методики изменения геометрии ПЧ и ЛВ при доводке компрессора ГТД

Апробация разработанной методики выполнена с использованием результатов испытаний трехступенчатого компрессора низкого давления в составе ТРДДсм (типа АЛ-55). Указано, что точки замера параметров по высоте ПЧ распределены так, что соответствующие кольцевые сечения одинаковы по площади. Если считать, что поверхности тока вдоль ПЧ эквидистантны обводам ПЧ, то среднеинтегральные по расходу G значения любого параметра

$\langle X \rangle_G$ можно определять по формуле $\langle X \rangle_G \approx [X(1) + X(n)] / (n-1) + \left[\sum_{i=2}^{n-1} X(i) \right] / [2(n-1)]$, где n –

число точек замера по высоте ПЧ, i – номер точки замера по высоте ПЧ. Предложено таким образом перед каждым ЛВ определять значения заторможенных температур $\langle T^* \rangle_G$, заторможенных и статических давлений $\langle p^* \rangle_G$, $\langle p \rangle_G$. В дальнейшем в приведенных ниже выражениях и на графиках символ осреднения « $\langle \dots \rangle_G$ » опущен. В Табл. 1 приведены диаметральный размеры ПЧ рассмотренного 3-ступенчатого компрессора.

Таблица 1. Диаметральный размеры ПЧ рассмотренного 3-ступенчатого компрессора.

Ступень:	I				II				III			
ЛВ	РК		НА		РК		НА		РК		НА	
Сечение	1	2	2	3	1	2	2	3	1	2	2	3
$D_k, \text{мм}$	480	475	477,8	472,4	458,2	446	480	475,4	477,8	472,4	458,2	446
$D_{cp}, \text{мм}$	321,8	362	382,8	389,9	386,3	380,2	321,8	362,3	382,8	389,9	386,3	380,2
$D_{bt}, \text{мм}$	163,6	249	287,8	307,4	314,4	314,4	163,6	249,2	287,8	307,4	314,4	314,4
$\bar{d}$	0,341	0,524	0,602	0,651	0,686	0,705	0,341	0,524	0,602	0,651	0,686	0,705

В Табл. 2 приведены кинематические параметры 3-ступенчатого компрессора, зафиксированные на этом режиме.

Таблица 2. Кинематические параметры в ПЧ 3-ступенчатого компрессора на рассматриваемом режиме.

Ступень:	I	II	III
u_{kM}/c	454,67	452,59	434,02
u_{cpM}/c	304,82	362,60	365,92
u_{btM}/c	154,97	272,61	297,81
c_{akM}/c	214,58	193,76	170,00
c_{acpM}/c	211,00	202,85	185,72
c_{avtM}/c	202,00	207,18	203,66
$\bar{c}_{a_k}$	0,47	0,43	0,39
$\bar{c}_{a_cp}$	0,69	0,56	0,51
$\bar{c}_{a_vt}$	1,30	0,76	0,68

В Табл. 3 приведены термодинамические параметры в ПЧ 3-ступенчатого компрессора, зафиксированные на данном режиме.

Таблица 3. Термодинамические параметры в ПЧ 3-ступенчатого компрессора на рассматриваемом режиме.

Ступень:	I				II				III			
ЛВ	РК		НА		РК		НА		РК		НА	
Сечение	1	2	2	3	1	2	2	3	1	2	2	3
$P^*_{к\text{ Па}}$	101325	165869	161059	249158	244424	358326	101325	165869	161059	249158	244424	358326
$P^*_{ср\text{ Па}}$	101325	172962	171232	259759	256902	365828	101325	172962	171232	259759	256902	365828
$P^*_{2ид\text{ ср Па}}$	182444				275297				378580			
$\sigma_{ср}$	0,925				0,93				0,95			
$P^*_{вт\text{ Па}}$	101325	169010	166306	261766	255745	364948	101325	169010	166306	261766	255745	364948
$T^*_{к\text{ К}}$	288,20	345,32	345,27	405,98	406,05	502,10	288,20	345,32	345,27	405,98	406,05	502,10
$T^*_{ср\text{ К}}$	288,20	340,77	340,81	390,80	388,03	473,60	288,20	340,77	340,81	390,80	388,03	473,60
$T^*_{вт\text{ К}}$	288,20	335,80	335,84	385,44	385,38	472,00	288,20	335,80	335,84	385,44	385,38	472,00

В Табл. 4 приведены удельные работы и приведенные скорости в ПЧ 3-ступенчатого компрессора, зафиксированные на данном режиме.

Таблица 4. Удельные работы и приведенные скорости в ПЧ 3-ступенчатого компрессора на рассматриваемом режиме.

Ступень:	I	II	III
$H_{Тк}, \text{Дж/кг}$	57374,21	60987,82	54966,97
$H_{Тср}, \text{Дж/кг}$	52803,95	50217,57	44204,85
$H_{Твт}, \text{Дж/кг}$	47814,97	49821,41	45689,85
λ_{wk}	1,39	1,20	1,06
$\lambda_{wср}$	1,20	1,10	1,00
$\lambda_{wвт}$	0,82	0,98	0,91

В Табл. 5 приведены критериальные параметры, рассчитанные для ступеней и 3-ступенчатого компрессора, зафиксированные на данном режиме.

Таблица 5. Критериальные параметры, рассчитанные для ступеней и 3-ступенчатого компрессора, зафиксированные на данном режиме.

Ступень:	I		II		III	
ЛВ	РК	НА	РК	НА	РК	НА
$\overline{H}_{\text{пер}}$	57374,21	—	60987,82	—	54966,97	—
$\overline{H}_{\text{ср}}$	52803,95	—	50217,57	—	44204,85	—
$\overline{H}_{\text{вт}}$	47814,97	—	49821,41	—	45689,85	—
$\pi_{\text{к}}^* (\sigma_{\text{пер}})$	1,637	0,971	1,547	0,981	1,466	0,968
$\pi_{\text{ср}}^* (\sigma_{\text{ср}})$	1,707	0,99	1,517	0,989	1,424	0,985
$\pi_{\text{вт}}^* (\sigma_{\text{вт}})$	1,668	0,984	1,574	0,977	1,427	0,974
$\pi_{\text{к_ст}}^*$	1,5895		1,5176		1,4191	
$\pi_{\text{ср_ст}}^*$	1,6899		1,5003		1,4026	
$\pi_{\text{вт_ст}}^*$	1,6413		1,5378		1,3899	
$\langle \pi_{\text{ст}}^* \rangle$	1,665		1,517		1,405	
$\eta_{\text{к_рк}}^*$	0,763	—	0,755	—	0,857	—
$\eta_{\text{ср_рк}}^*$	0,905	—	0,862	—	0,937	—
$\eta_{\text{вт_рк}}^*$	0,953	—	0,937	—	0,906	—
$\eta_{\text{к_ст}}^*$	0,715		0,719		0,78	
$\eta_{\text{ср_ст}}^*$	0,886		0,887		0,895	
$\eta_{\text{вт_ст}}^*$	0,92		0,887		0,836	
$\langle \eta_{\text{ст}}^* \rangle$	0,857		0,842		0,862	
$H_{\text{ср}} / \Delta s_{\text{ср ст}}$	2356		2454		2454	

В отличие от общепринятых методов, в Табл. 5 значения коэффициентов теоретического напора рассчитаны как коэффициенты аэродинамической нагруженности решеток профилей $\overline{H}_{\pi} = \mu$, по отношению к текущему значению окружной скорости u (в сечениях «к», «ср» и «вт»). Значения коэффициентов расхода $\overline{c}_{ai}$ рассчитаны таким же образом. В предположении равномерного распределения плотности тока по высоте ПЧ определены среднемассовые значения параметров $\langle x \rangle$. Поправочные коэффициенты $\overline{\eta}_{\text{ср_см}}$ определены путем сравнения со значениями КПД в точках «ср» на выбранной диаграмме Смита (Рис. 3). Анализ показал, что подобранная диаграмма Смита может быть использована для определения параметров рассматриваемого 3-ступенчатого компрессора.

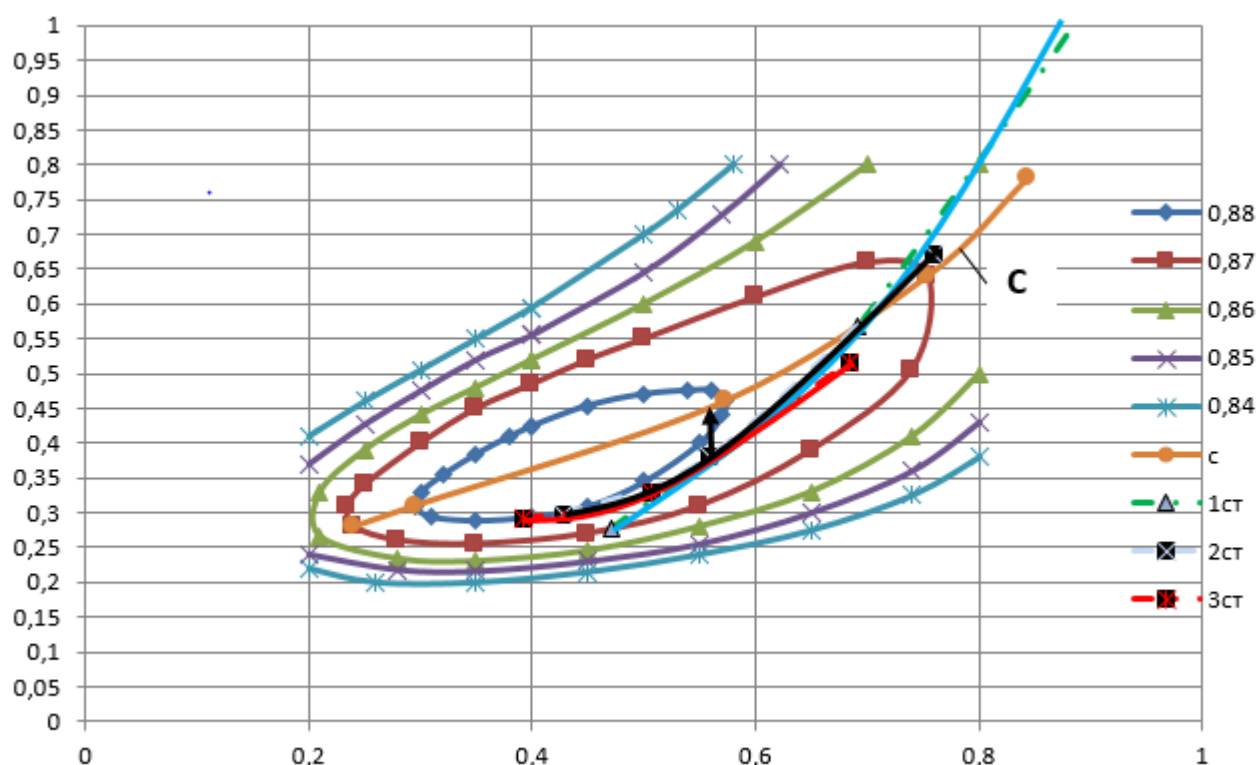


Рисунок 3. Подобранный диаграмма Смита для рассматриваемого 3-ступенчатого компрессора с наложенной линией С — оптимального положения точек «ср» для ступеней, с точками «к», «ср» и «вт» и линиями, характеризующими параметры по высоте ПЧ РК ступеней по результатам исходных испытаний компрессора.

На Рис. 3 точки «к», «ср» и «вт» и линии для ступеней 3-ступенчатого компрессора по результатам исходных испытаний показаны на диаграмме Смита. На Рис. 4 показано меридиональное сечение ПЧ рассматриваемого 3-ступенчатого компрессора. Там же показаны линии изменения заторможенных давлений и температуры, идеального давления и показателя σ_{Σ} вдоль среднемассовой поверхности тока и столбчатые диаграммы изменения показателя σ_i в ступенях.

При проведении анализа Рис. 3 установлено, что есть возможность повысить КПД компрессора в целом за счет изменения параметров 2 ступени. На диаграмме видно, что точка «ср» второй ступени лежит ниже линии оптимального положения С, коэффициент потерь полного давления базового компрессора при этом $\sigma_{ст-II} = 0.929$. Сместив точку «ср» второй ступени на линию С оптимальных режимов, получим:

$$\sigma_{II}' = \left[1 - \frac{1 - \eta_{II}'}{\frac{c_p T_{III}^*}{H_{III}^*} + 1} \right]^{\frac{k}{k-1}} = \left[1 - \frac{1 - 0.881}{\frac{1004.5 \times 340.8}{0.45} + 1} \right]^{\frac{1.4}{1.4-1}} = 0.94$$

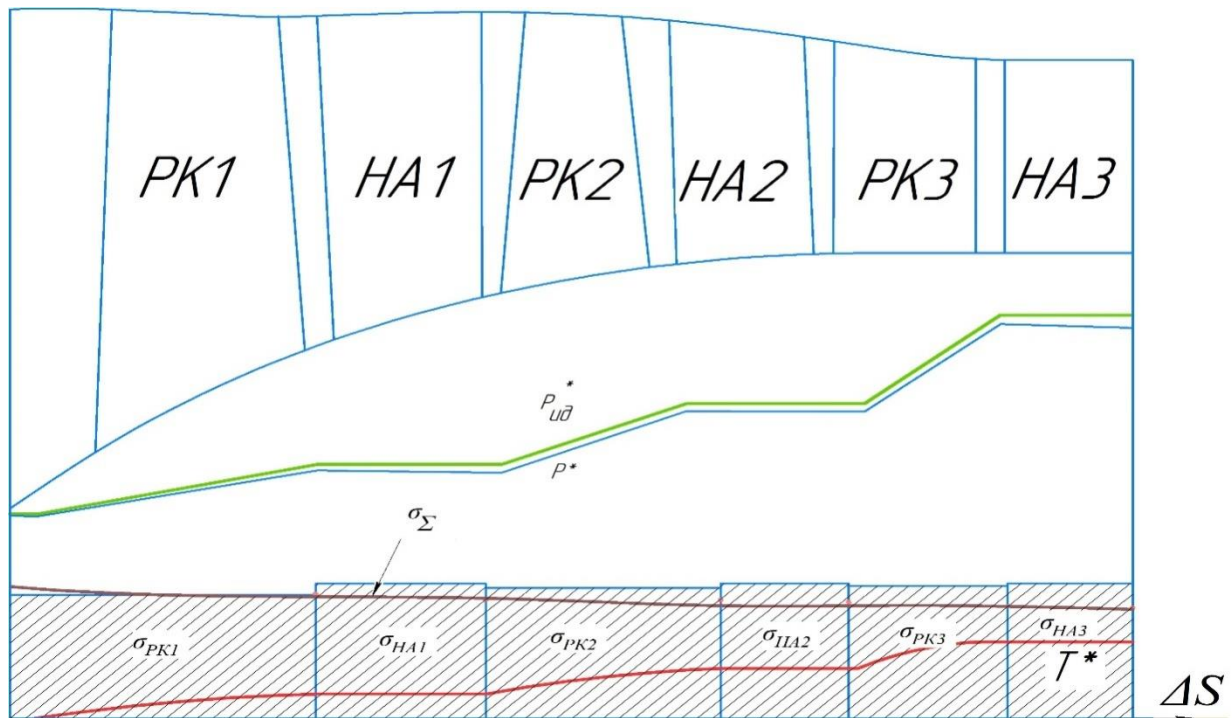


Рисунок 4. Линии изменения осевых скоростей, заторможенных давлений и температур, идеального давления и показателя σ_Σ вдоль среднемассовой поверхности тока и столбчатые диаграммы изменения показателя σ в ступенях по результатам исходных испытаний 3-ступенчатого компрессора.

На Рис. 5 в T-S координатах показана синим цветом исходная линия сжатия X —. Эта линия построена по точкам «ср» для ступеней (вдоль среднемассовой поверхности тока). Сиреневым цветом показана линия сжатия H —, построенная по новой точке «ср» второй ступени после перемещения ее на линию оптимумов С. Также показана итоговая изобара, построенная для заданной степени повышения давления в 3-ступенчатом компрессоре. Видно, что после внесения изменений прирост энтропии в компрессоре уменьшается до $\Delta S = 52,5$ кДж/(кг·К), а температура на выходе из компрессора снижается до $T_K^* = 435$ К. При этом КПД компрессора увеличивается до $\eta_K^* = (T_{Ks}^*/T_1^* - 1)/(T_K^*/T_1^* - 1) = (415/288 - 1)/(435/288 - 1) = 0,864$. В сравнении с исходным значением $\eta_K^* = 0,834$ такой результат можно считать ощутимым. В данном случае он достигается за счет изменения профилей рабочих лопаток в РК и лопаток в НА второй ступени.

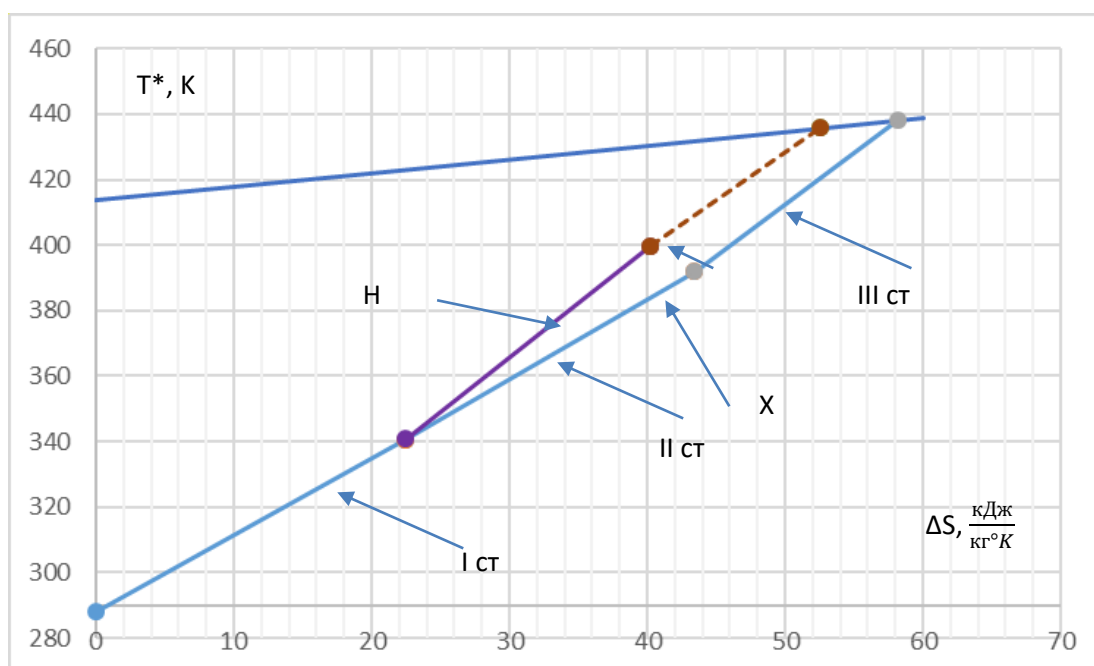


Рисунок 5. Исходная линия сжатия X — в T-S координатах, построенная по точкам «ср» для ступеней (вдоль среднемассовой поверхности тока), линия H — построенная для второй ступени, после уточнения положения т. «ср» для нее на диаграмме Смита.

Выводы

Предложенная методика позволяет при доводке по результатам испытаний компрессора (автономных или в составе двигателя) обоснованно принимать решения о внесении изменений в углы установки ВНА и НА, в геометрию лопаточных венцов, число и углы установки лопаток. Это позволяет сократить число дальнейших итераций (с использованием 3DCAD/CAE-моделирования в системах AnsysCFX и т.д.) и дополнительных испытаний для повышения КПД компрессора в целом.

Литература:

1. Черкез А.Я. Инженерные расчеты газотурбинных двигателей методом малых отклонений М.: Машиностроение, 1975. 379 с. [Cherkez A.Ya. Engineering calculations of gas turbine engines by the method of small deviations. Moscow: Mashinostroyeniye, 1975. 379 p. (in Russian)].
2. Симонов Н.Б., Кривошеев И.А., Рожков К.Е. Выбор и оптимизация основных параметров турбокомпрессоров при проектировании и доводке ГТД // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2021. № 67. С. 96–106. [Simonov N.B., Krivosheyev I.A., Rozhkov K.E. Selection and optimization of the main parameters of turbocompressors in the design and fine-tuning of gas turbine engines // Vestnik PNIPU. Aerokosmicheskaya Tekhnika. 2021. No. 67. P. 96–106 (in Russian)].
3. Федоров Р.М. Характеристики осевых компрессоров. Воронеж: Научная книга, 2015. 220 с. [Fedorov R.M. Characteristics of axial compressors. Voronezh: Nauchnaya Kniga, 2015. 220 p. (in Russian)].
4. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Оптимизация числа ступеней и распределения параметров в проточной части при проектировании компрессоров и турбин ГТД // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2019. № 2. С. 124–132. [Krivosheyev I.A., Rozhkov K.E., Simonov N.B. Optimization of the stage number and parameter distribution in the flow passage at GTE compressor and turbine design // Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Aviatcionnaya Tekhnika. 2019. No 2. P. 124–132 (in Russian)].
5. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б., Багаутдинов М.З. Метод учета потерь в элементах проточной части газотурбинных двигателей // Вестник УГАТУ. 2019. Т. 23. № 1(83). С. 40–48. [Krivosheev I.A., Rojkov K.E., Simonov N.B., Bagautdinov M.Z. Method

- for accounting losses in the elements of flowing part of gas turbine engines // Vestnik UGATU. 2019. No. 1(83). P. 40–48 (in Russian)].
6. Smith S.F. A simple correlation of turbine efficiency // Aeronautical Journal. 1965. Vol. 69. P. 467–470. DOI: 10.1017/S0001920000059108.
 7. Иноземцев А.А., Нихамкин М.А., Сандрацкий В.Л. Основы конструирования авиационных двигателей и энергетических установок. М.: Машиностроение, 2008. 366 с. [Inozemtsev A.A., Nikhamkin M. A., Sandratskiy V. L. Fundamentals of designing aircraft engines and power plants. Moscow: Mashinostroenie, 2008. 366 p. (in Russian)].
 8. Coull J.D., Hodson H.P. Blade loading and its application in the meanline design of low-pressure turbines // Journal of Turbomachinery. 2012. Vol. 135. P. 1–12 DOI: 10.1115/1.40006588.
 9. Lewis R.I. Turbomachinery performance analysis. Amsterdam: Elsevier, 1996. 329 p.
 10. Anderson M.R. Improved Smith chart for axial compressor design. In: Proceedings of the ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 11–15 June. Oslo, 2018. DOI: 10.1115/GT2018-75845.
 11. Кривошеев И.А., Рожков К.Е., Симонов Н.Б. Оптимизация геометрии решеток профилей в ступенях компрессоров с использованием фактора диффузорности // Вестник УГАТУ. 2020. Т. 24. № 3(89). С. 69–82. [Krivosheev I.A., Rojkov K.E., Simonov N.B. Optimization of the geometry of profile grids in stages of compressors using the diffuser factor // Vestnik UGATU. 2020. Vol. 24. No. 3(89). P. 69–82 (in Russian)].
 12. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. М: Наука, 1991. 600 с. [Abramovich G.N. Applied gas dynamics. Moscow: Nauka, 1991. 600 p. (in Russian)].
 13. Dixon S.L., Hall C.A. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. 6th ed. London: Butterworth-Heinemann, 2010. 480 p.
 14. Галеркин Ю.Б., Семеновский В.Б., Соловьева О.А. и др. Методы испытания компрессоров и их моделей: учебное пособие. СПб: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, 2023. 74 с. [Galerkin Yu.B., Semenovskiy V. B, Solovieva O.A., et al. Test methods for compressors and their models: textbook. St. Petersburg: Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, 2023. 74 p. (in Russian)].

Об авторах:

КРИВОШЕЕВ Игорь Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Авиационные двигатели», Уфимский университет науки и технологий, email: krivoshe777@mail.ru

РОЖКОВ Кирилл Евгеньевич, доцент кафедры «Авиационная теплотехника и теплоэнергетика», Уфимский университет науки и технологий, email: rke85@mail.ru.

СИМОНОВ Николай Борисович, старший преподаватель кафедры «Авиационные двигатели», Уфимский университет науки и технологий, email: sventigo@yandex.ru.

ИВАНОВА Ольга Николаевна, доцент кафедры «Авиационные двигатели», Уфимский университет науки и технологий, email: ivolga_2003@mail.ru.

Metadata:

Title: Method of GTE compressor finalizing based on test results.

Author 1: Igor Alexandrovich Krivosheev, Dr. Tech. Sci., Professor of the Department of Aircraft Engines, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., 450076 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia, email: krivoshe777@mail.ru.

Author 2: Kirill Evgenievich Rozhkov, Assistant Professor of the Department of Aviation Heat Engineering and Heat Power Engineering, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., 450076 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia, email: rke85@mail.ru.

Author 3: Nikolay Borisovich Simonov, Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., 450076 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia, e-mail: sventigo@yandex.ru.

Author 4: Olga Nikolaevna Ivanova, Assistant Professor of the Department of Aircraft Engines, Ufa University of Science and Technology, 32 Zaki Validi st., 450076 Ufa, Republic of Bashkortostan, Russia, email: ivolga_2003@mail.ru.

Abstract: A method for finalizing compressors based on test results (both standalone and integrated into a gas turbine engine) is considered. It is shown that it is advisable to consider changes along the flow path (FP) and the FP height not only in the total pressure and temperature, but also in the isentropic total temperature and ideal total pressure. This allows for an analysis of changes in σ , the total pressure recovery ratio, along the compressor FP, within stages, and within individual blade rows (BR). To improve compressor efficiency, it is proposed to adjust the work distribution among stages, thereby changing cascade solidity, construction angles, exit angles, and reactivity levels so that the σ ratio of all stages is identical, and within each stage, the σ ratios of all BRs are also identical. Furthermore, it is necessary to ensure that the σ ratios are identical in different BR sections along the FP height. It is also proposed to ensure that the points for the end sections of the compressor rotor blades are located on the optimal lines identified in the Smith charts for the compressors. Additionally, the positions of the points for the average-mass sections of the compressor stages are checked on the same lines, but identified in the Smith charts for the mid-sections. The possibility of increasing compressor efficiency is verified after plotting the compression process in the compressor in T-s (or i-s) coordinates.

Keywords: compressor, blade row, profile cascade, attack angle, nominal mode, flow coefficient, total head rise.