

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТНОГО РАСЧЁТА ПАРАМЕТРОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КАСКАДОВ КОМПРЕССОРА ДВУХВАЛЬНОГО ГАЗОГЕНЕРАТОРА ГТД НА БАЗЕ ОДНОМЕРНЫХ И ДВУХМЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ ИХ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА

© 2023

- В. Н. Матвеев** доктор технических наук, профессор кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- Е. С. Горячкин** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [goriachkin.e.s@gmail.com](mailto:goriachkin.e.s@gmail.com)
- Г. М. Попов** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [popov@ssau.com](mailto:popov@ssau.com)
- О. В. Батури** кандидат технических наук, доцент кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [oleg.v.baturin@gmail.com](mailto:oleg.v.baturin@gmail.com)
- И. А. Кудряшов** аспирант кафедры теории двигателей летательных аппаратов; Самарский национальный исследовательский университет имени академика С.П. Королёва; [ivan.kudryash1337@gmail.com](mailto:ivan.kudryash1337@gmail.com)

В статье изложены и обоснованы особенности проектного расчёта параметров для формирования первоначального облика проточной части каскадов компрессора газогенератора авиационного газотурбинного двигателя. Содержатся рекомендации по распределению значений коэффициента напора, коэффициента полезного действия и других важных параметров по ступеням каскадов среднего и высокого давления компрессора на этапе проектного термодинамического расчёта. Отмечено, что на среднем диаметре следует учитывать типовые распределения осевой составляющей скорости потока и степени реактивности вдоль проточной части каскадов компрессора. Одновременно необходимо обеспечить требования по снижению скорости потока и коэффициентов повышения статического давления в решётках рабочих колёс и направляющих аппаратов, коэффициентов напора и нагрузки Степанова. Особенности проектного газодинамического расчёта компрессора по радиусу проточной части является разнообразие законов закрутки потока на входе в рабочие колёса, распределений значений степени повышения давления и коэффициента полезного действия по высоте лопаток. Представлен пример трёхмерной модели проточной части компрессора, сформированной с учётом особенностей проектного расчёта параметров каскадов компрессоров двухвальных газогенераторов на основе соответствующей схемы проточной части в меридиональной плоскости.

*Авиационный двигатель; двухвальный газогенератор; каскады компрессора; проточная часть; проектный расчёт параметров*

---

**Цитирование:** Матвеев В.Н., Горячкин Е.С., Попов Г.М., Батури О.В., Кудряшов И.А. Особенности проектного расчёта параметров проточной части каскадов компрессора двухвального газогенератора ГТД на базе одномерных и двухмерных моделей их рабочего процесса // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2023. Т. 22, № 3. С. 75-88. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-3-75-88

## **Введение**

Традиционно газодинамическое проектирование компрессоров газогенераторов (ГГ) авиационных двигателей, в том числе каскадов компрессоров ГГ двухконтурных турбореактивных двигателей, включает в себя следующие стадии [1; 2]:

- проектирование проточной части (ПЧ) каскадов компрессора в меридиональной плоскости;

- проектный расчёт параметров ПЧ каскадов компрессора с помощью одномерных и двухмерных моделей их рабочего процесса;

- определение характеристик каскадов компрессора с учётом возможного регулирования его параметров на основных режимах работы двигателя;

- расчётную газодинамическую доводку пространственной формы ПЧ каскадов компрессора с помощью современных методов вычислительной газовой динамики [3].

Перед описанием особенностей проектного расчёта параметров ПЧ компрессоров двухвального ГГ следует отметить, что он является многоуровневым итеративным процессом. Этот расчёт является одним из начальных этапов проектирования и его результаты впоследствии существенно корректируются на этапах 3D-моделирования и прочностной доводки. Его результаты являются важными для получения первоначальной конфигурации компрессора, которая будет более тщательно дорабатываться на следующих этапах с помощью существенно более требовательных к ресурсам математических моделей. И от того, насколько успешно будет выполнено первичное проектирование ПЧ каскадов компрессора ГГ в трёхмерной постановке, во многом зависит эффективность и трудоёмкость процесса проектирования и конструирования двигателя в целом.

Подходы к формированию облика ПЧ многоступенчатых осевых компрессоров (МОК) основного структурного узла двигателя – газогенератора предложены в целом ряде работ, таких например, как [2; 4 – 6]. В частности, они рассмотрены и в работе [7], которая посвящена следующей стадии проектирования – проектному расчёту параметров ПЧ каскадов компрессора с помощью одномерных и двухмерных моделей их рабочего процесса.

Несмотря на то, что этим расчётам в известных публикациях уделено немало внимания, вопросы методов их проведения остаются по-прежнему актуальными. Дело в том, что по мере появления новых поколений двигателей возникает необходимость в частичной корректировке алгоритмов определения параметров ПЧ МОК и ограничений режимного, газодинамического и конструктивно-геометрического характера. Это связано как с новыми подходами и информационными возможностями проектирования ГГД, так и с новыми материалами, производственными технологиями и конструкторскими ноу-хау.

### **Цель и этапы проектного расчёта каскадов компрессора газогенератора**

Проектный расчёт каскадов компрессора ГГ осуществляется после термодинамического расчёта всего двигателя и первоначального формирования облика ПЧ ГГ в меридиональной плоскости. В результате этих этапов для каскадов компрессора среднего и высокого давления в первом приближении определяются числа ступеней, характерные диаметры ПЧ и частоты вращения роторов.

Целью проектного расчёта компрессора является определение всех геометрических параметров, необходимых для формирования первичного трёхмерного облика его проточной части.

Проектный расчёт параметров ПЧ каскада компрессора ГГ с помощью одномерных и двухмерных моделей его рабочего процесса традиционно подразделяется на следующие этапы [2]:

- 1) проектный термодинамический расчёт компрессора;
- 2) проектный газодинамический расчёт компрессора на среднем диаметре;
- 3) проектный газодинамический расчёт компрессора по радиусу ПЧ;
- 4) оценка значений геометрических параметров профилей и их решёток в различных сечениях по высоте ПЧ компрессора.

### Проектный термогазодинамический расчёт каскадов компрессора

Схема ПЧ каскадов среднего и высокого давления (КСД и КВД) компрессора ГГ в меридиональной плоскости с обозначением характерных сечений представлена на рис. 1, а. На рисунке применены следующие обозначения: *вВД* – входное сечение в КВД, *кВД* – выходное сечение КВД, *вСД* – входное сечение в КСД, *кСД* – выходное сечение КСД (здесь и далее в индексных обозначениях малые буквы указывают на контрольное сечение компрессора, а большие – на конкретный компрессор),  $D_{\text{пер СД}}$  и  $D_{\text{пер ВД}}$  – периферийные диаметры на входе в КСД и КВД,  $\bar{H}_{z_{\text{ст пер}}}$  – коэффициент затраченного напора ступени компрессора.

Проектный термодинамический расчёт каскадов МОК проводится с помощью одномерной модели рабочего процесса на расчётном, обычно крейсерском, режиме. При этом в процессе проектирования рассматривается несколько схем каскадов компрессора, отличающихся числом ступеней и конфигурацией ПЧ, из которых в дальнейшем выбираются наиболее перспективные варианты по разным критериям.

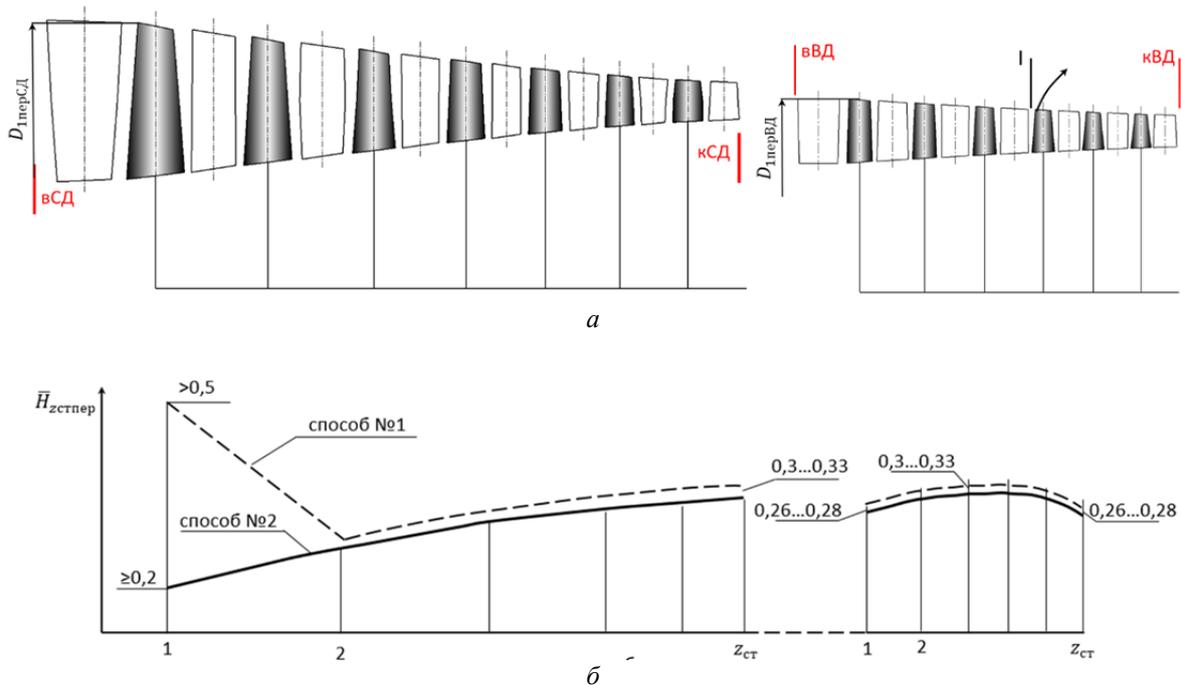


Рис. 1. Схема проточной части компрессора двухвального газогенератора с двумя способами распределения значений коэффициента напора по ступеням:  
 а – схемы проточных частей компрессора среднего давления (слева) и компрессора высокого давления (справа);  
 б – распределения значений коэффициента напора

Исходными данными для термодинамического расчёта каскадов компрессора являются параметры, значения которых получены на предыдущих стадиях проектирования. К таким параметрам относятся степени повышения давления, удельные работы, частоты вращения роторов КСД и КВД, давления и температуры заторможенного потока в характерных сечениях, а также конструктивно-геометрические параметры каскадов компрессоров, характеризующие их облик в меридиональной плоскости, такие, в частности, как число ступеней  $z_{ст}$  и характерные диаметры.

К особенностям проектного термодинамического расчёта КСД и КВД можно отнести следующее:

1. Распределение значений коэффициента затраченного напора  $\bar{H}_{z_{ст пер}} = H_{z_{ст}} / U_{пер}^2$  по ступеням КСД и КВД осуществляется двумя способами.

При первом («классическом») способе это распределение имеет почти параболический вид (рис. 1, б) [1; 2]. При его использовании значение  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$  в КСД возрастает от  $\bar{H}_{z_{ст пер 1}}$  первой ступени, равным или немного большим 0,20, к последним ступеням до 0,30...0,33. В КВД величина  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$  увеличивается от 0,26...0,28 в первой ступени до 0,30...0,33 в средних ступенях и уменьшается к выходу из КВД до 0,26...0,28. Такое распределение  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$  связано с тем, что на входе в первую ступень имеет место повышенная неравномерность потока и её КПД невелик. Кроме того, выбору в первых ступенях повышенных значений  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$  препятствует стремление обеспечения равномерного напора по высоте лопаток. При малых значениях относительного втулочного диаметра, характерного для первых ступеней, во втулочных сечениях возможно появление чрезмерно больших углов поворота потока. На последних ступенях КВД из-за уменьшения высоты лопаток КПД ступеней снижается вследствие повышенных относительных величин радиальных зазоров и повышенной доли вторичных потерь. Кроме того, на выходе из КВД с целью обеспечения стабильной (бессрывной) работы камеры сгорания желательнее, чтобы приведённая скорость потока  $\lambda_{квд}$  не превышала 0,30...0,32. В связи с этим в последних ступенях КВД резко снижается коэффициент расхода  $\bar{C}_a = C_a / U_{ср}$  (иногда до 0,39...0,41) и увеличивается коэффициент нагрузки Степанова  $\bar{H}_T / \bar{C}_a$  [8]. Чтобы последний не превышал предельного значения 0,65, приходится уменьшать напор на последних ступенях. Уменьшение напора на первых и последних ступенях каскада компрессора также благоприятно влияет на обеспечение потребного запаса газодинамической устойчивости МОК на нерасчётных режимах.

При втором способе распределения значений коэффициента затраченного напора по ступеням на первой ступени КСД предлагается [6; 7] существенно увеличить коэффициент  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$  до величины, превышающей 0,50 (рис. 1, б) за счёт применения высоконапорной (трансзвуковой) широкохордной ступени. Характер распределения значений  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$  по остальным ступеням КСД и КВД остаётся практически прежним. Однако вследствие повышения температуры воздуха за трансзвуковой ступенью при сохранении прежнего уровня скоростей в относительном движении на входе в рабочие колёса  $\lambda_{w1}$  значения  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$ , начиная со второй ступени КСД, могут быть несколько увеличены. Применение второго способа распределения  $\bar{H}_{z_{ст пер}}$  по ступеням в отдельных случаях позволяет уменьшить количество ступеней, осевые габариты и массу МОК,

однако его КПД обычно уменьшается. При любом распределении значений  $\bar{H}_{z_{\text{ст пер}}}$  по ступеням должны выдерживаться равенства:

$$L_{\text{к СД}} = \sum_{i=1}^{z_{\text{кСД}}} \bar{H}_{i z_{\text{ст пер}}} U_{i \text{ пер СД}}^2 \quad \text{и} \quad L_{\text{к ВД}} = \sum_{i=1}^{z_{\text{кВД}}} \bar{H}_{i z_{\text{ст пер}}} U_{i \text{ пер ВД}}^2 ,$$

где  $U_{i \text{ пер СД}}$  и  $U_{i \text{ пер ВД}}$  – окружные скорости на периферии рабочих колёс  $i$ -х ступеней КСД и КВД;  $L_{\text{кСД}}$  и  $L_{\text{кВД}}$  – суммарные работы каскадов КСД и КВД;  $z_{\text{кСД}}$  и  $z_{\text{кВД}}$  – числа ступеней каскадов КСД и КВД.

2. Первоначальное распределение значений КПД по ступеням КСД и КВД осуществляется исходя из соображений, указанных в п. 1. На средних и последних ступенях КСД, а также на средних ступенях КВД назначаются наибольшие значения КПД ступеней из диапазона  $\eta'_{\text{ст ср max}} = 0,90 \dots 0,91$ . На первой дозвуковой и транзвуковой ступени значение КПД снижается по сравнению с  $\eta'_{\text{ст ср max}}$  на 1,5...2,0%, на второй – на 0,7...1,0%, а на третьей – на 0,3...0,5%. Если первая ступень сверхзвуковая, то величина её КПД уменьшается на 3,0...4,0% относительно  $\eta'_{\text{ст ср max}}$ . На предпоследней ступени КВД значение КПД снижается на 0,3...0,5% по сравнению с  $\eta'_{\text{ст ср max}}$ , а на последней – на 0,7...1,2%. Таким образом, каждой  $i$ -й ступени КСД и КВД назначается в первом приближении величина КПД  $\eta'_{\text{ст } i}$ .

3. Поступенчатый термодинамический расчёт каждого каскада компрессора, начиная с первой ступени и заканчивая последней ступенью, проводится обычным порядком, например так, как это предложено в работе [2] с помощью  $\pi - i - T$ -функций [9] для учёта изменения удельной теплоёмкости воздуха при изменении его температуры. Обычно этот расчёт КСД и КВД выполняется в несколько итераций с целью уточнения значений степени повышения давления и КПД каждой ступени МОК.

4. В случае забора воздуха за, например,  $I$ -й ступенью КВД (рис. 1, а) на охлаждение турбины, величина КПД каскада находится по формуле:

$$\eta_{\text{к}} = \frac{G_{\text{ВД-I}} (i_{\text{Is}}^* - i_{\text{ВД}}^*) + G_{\text{I-кВД}} (i_{\text{кВДs}}^* - i_{\text{I}}^*)}{G_{\text{ВД-I}} (i_{\text{I}}^* - i_{\text{ВД}}^*) + G_{\text{I-кВД}} (i_{\text{кВД}}^* - i_{\text{I}}^*)} ,$$

где  $G_{\text{ВД-I}}$  – расход воздуха от входа в КВД до выхода из  $I$ -й ступени;  $G_{\text{I-кВД}}$  – расход воздуха от входа в  $(I+1)$ -ю ступень до выхода из КВД;  $i_{\text{ВД}}^*$  – энтальпия заторможенного потока на входе в КВД;  $i_{\text{Is}}^*$  и  $i_{\text{I}}^*$  – энтальпии заторможенного потока в изоэнтропическом и реальном процессе повышения давления за  $I$ -й ступенью КВД;  $i_{\text{кВДs}}^*$  и  $i_{\text{кВД}}^*$  – энтальпии заторможенного потока в изоэнтропическом и реальном процессе повышения давления на выходе из КВД.

Таким образом, в результате термодинамического расчёта каскада компрессора с учётом отмеченных особенностей определяются значения степеней повышения давления и КПД его ступеней, КПД всего каскада, а также полные давления и температуры заторможенного потока воздуха во всех межвенцовых зазорах.

## Проектный газодинамический расчёт компрессора на среднем диаметре

Целью проектного газодинамического расчёта ступеней КСД и КВД газогенератора является определение кинематических и термодинамических параметров в характерных сечениях проточной части ступеней на среднем диаметре (рис. 2). При этом также определяются параметры, характеризующие рабочий процесс элементарных лопаточных венцов каскадов на этом диаметре.

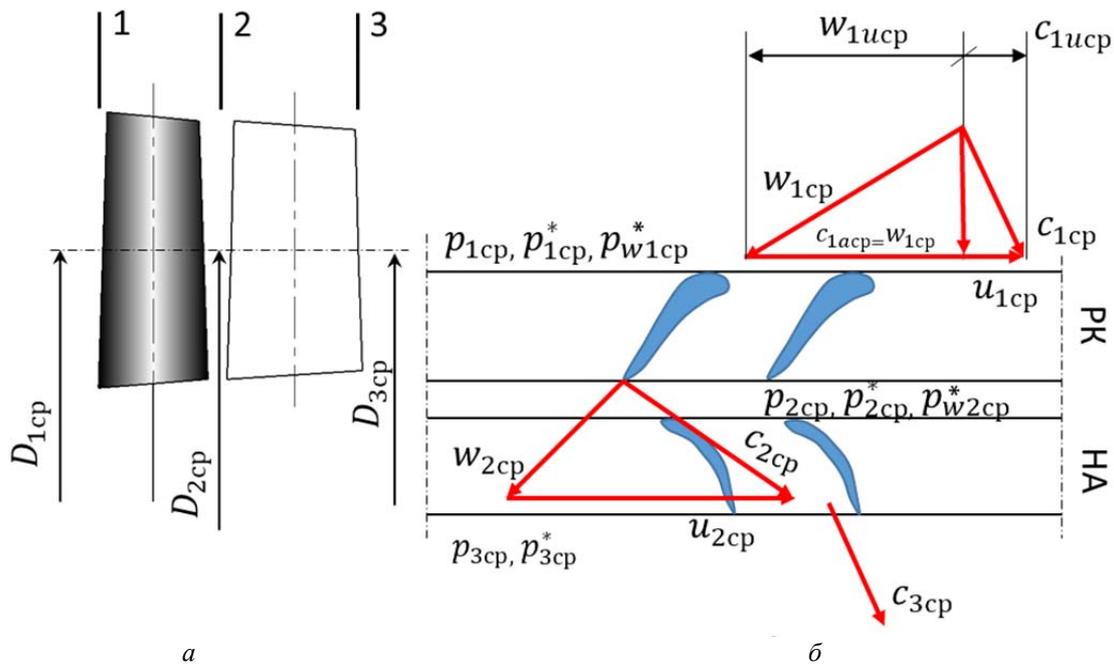


Рис. 2. Схема ступени компрессора:  
 а – в меридиональной плоскости с указанием среднего сечения;  
 б – в окружной плоскости с изображением векторов скоростей в контрольных сечениях и основных данных

В качестве исходных данных для расчёта МОК используются энергетические и расходные, термодинамические и газодинамические, а также геометрические параметры, значения которых получены в результате предыдущих этапов проектного расчёта.

Проектный газодинамический расчёт ступени МОК на среднем диаметре выполняется с помощью одномерной модели её рабочего процесса с учётом следующих особенностей:

1. На основании значений осевых составляющих скоростей на входе и выходе из МОК ( $C_{ваcp}$  и  $C_{каcp}$ ) осуществляется распределение величины  $C_{асp}$  на входе и выходе из каждого лопаточного венца компрессора:

– в случае КСД обычно принимается  $C_{каcp} = C_{ваcp}$  и осевая составляющая скорости потока  $C_{асp}$  вдоль всей проточной части компрессора остаётся неизменной;

– в случае КВД  $C_{каcp}$  меньше  $C_{ваcp}$  и тогда возможны два варианта распределения  $C_{асp}$  вдоль проточной части компрессора: в первом варианте  $C_{асp}$  уменьшается от входа до выхода из МОК от значения  $C_{ваcp}$  до величины  $C_{каcp}$ ; во втором варианте

значение  $C_{a\text{cp}}$  в нескольких первых ступенях остаётся неизменным и равным  $C_{ва\text{cp}}$ , а в последующих ступенях  $C_{a\text{cp}}$  плавно уменьшается от значения  $C_{ва\text{cp}}$  до величины  $C_{ка\text{cp}}$ , при этом снижение  $C_{a\text{cp}}$  в одном лопаточном венце не должно превышать 10...12 м/с [2].

В дальнейшем, при проведении газодинамического расчёта, в различных сечениях по высоте лопатки распределение  $C_{ва\text{cp}}$  по лопаточным венцам может изменяться и уточняться, в частности, с целью обеспечения приемлемых значений углов потока в относительном движении  $\beta_1$ , углов поворота потока  $\Delta\beta$  и приведённой скорости потока в относительном движении на входе в рабочее колесо (РК).

2. Первоначальное распределение значений степени реактивности  $\rho_{ст\text{cp}}$  по ступеням МОК производится с учётом рекомендаций табл. 1 [2].

Таблица 1. Диапазоны значений  $\rho_{ст\text{cp}}$  в зависимости от типа и положения ступени в многоступенчатом осевом компрессоре

Тип ступени	Положение ступени в МОК		
	Первая	Средняя	Последняя
Дозвуковая	0,50...0,70	0,50...0,70	0,65...0,80
Трансзвуковая	0,65...0,75	–	–
Сверхзвуковая	0,70...0,80	–	–

На последующих этапах газодинамического расчёта распределение значений  $\rho_{ст\text{cp}}$  по ступеням уточняется в соответствии с рациональными значениями коэффициентов повышения статического давления в решётках РК  $c_{р\text{РК}} = (p_2 - p_1) / (p_{w1}^* - p_1)$  и направляющих аппаратов (НА)  $c_{р\text{НА}} = (p_3 - p_2) / (p_2^* - p_2)$  на различных радиусах ПЧ [10]. После этого газодинамический расчёт ступеней КСД и КВД на среднем диаметре проводится в традиционной последовательности, представленной, в частности, в работе [2].

Для получения эффективного компрессора с устойчивым рабочим процессом следует обратить внимание на значения следующих относительных параметров, характеризующих его работу:

1. Торможение потока в относительном движении в РК  $W_{2/1} = W_{2\text{cp}} / W_{1\text{cp}}$  и в абсолютном движении в НА  $C_{3/2} = C_{3\text{cp}} / C_{2\text{cp}}$  (критерий Де Хеллера). Во избежание повышенных гидравлических потерь в РК и НА значения этих отношений должно быть больше 0,70 [11]. В противном случае придётся изменять величину  $\rho_{ст\text{cp}}$ . Если добиться таким образом необходимого значения  $W_{2/1}$  или  $C_{3/2}$  не удастся, то потребуются уменьшать величину затраченного напора и перераспределять величины  $\bar{H}_{з\text{ст пер}}$  по ступеням МОК.

2. Коэффициент повышения статического давления в РК и НА:

$$c_{р\text{РК cp}} = \frac{p_{2\text{cp}} - p_{1\text{cp}}}{p_{w1\text{cp}}^* - p_{1\text{cp}}} \quad \text{и} \quad c_{р\text{НА cp}} = \frac{p_{3\text{cp}} - p_{2\text{cp}}}{p_{2\text{cp}}^* - p_{2\text{cp}}}.$$

Во избежание повышенных гидравлических потерь в РК и НА значения этих коэффициентов не должны превышать 0,40 [10]. Повлиять на величину  $c_{pPKcp}$  и  $c_{pHAcP}$  можно, изменяя степень реактивности  $\rho_{стcp}$ . В дозвуковых ступенях компрессора целесообразно обеспечить приблизительное равенство коэффициентов  $c_{pPKcp}$  и  $c_{pHAcP}$ .

3. Коэффициент теоретического напора  $\bar{H}_{тпер} = H_{т}/U_{1пер}^2$ , вычисленный по окружной скорости вращения на периферии РК:  $U_{1пер} = \pi D_{1пер} n/60$ , где  $n$  частота вращения ротора, об/мин. Величина этого коэффициента не должна превышать 0,33 [1; 2]. В противном случае следует снизить затраченный напор ступени или увеличить окружную скорость  $U_{1пер}$ , если это возможно по условию ограничения значения приведённой относительной скорости потока в относительном движении на входе в РК  $\lambda_{w1cp}$ .

4. Коэффициент расхода, вычисленный по окружной скорости на периферии РК  $\bar{C}_a = C_{1acp}/U_{1пер}$ . Статистические данные свидетельствуют о том, что на входе в первую ступень КСД значение  $\bar{C}_a$  обычно находится в диапазоне 0,45...0,55, а на входе в первую ступень КВД – в диапазоне 0,45...0,50. На выходе из КСД  $\bar{C}_a = 0,45...0,55$ , а на выходе из КВД  $\bar{C}_a = 0,40...0,45$  [1].

5. Коэффициент нагрузки Степанова  $\bar{H}_т = \bar{H}_{тпер}/\bar{C}_a$ .

С целью обеспечения наибольшего КПД ступени целесообразно, чтобы значение этого коэффициента не превышало 0,65. Рациональный диапазон значений коэффициента нагрузки Степанова составляет 0,55...0,65 [8].

### **Проектный газодинамический расчёт компрессора по радиусу проточной части**

Целью проектного газодинамического расчёта ступеней МОК по радиусу является определение кинематических и термодинамических параметров в характерных сечениях проточной части ступеней на различных радиусах – от втулочного до периферийного. Кроме этого на этих же радиусах целесообразно найти величины параметров, характеризующих рабочий процесс элементарных лопаточных венцов и ступней в целом, таких как коэффициенты повышения статического давления, торможение потока в РК и НА, коэффициенты теоретического напора и расхода, вычисленные по окружной скорости на периферии РК, коэффициенты нагрузки Степанова.

В качестве исходных данных для проведения расчёта используются геометрические параметры проточной части в меридиональной плоскости, эпюры параметров (полного давления и температуры, а также угла потока) по радиусу на входе во входной направляющий аппарат (ВНА) и значения параметров потока на средних диаметрах ступеней МОК.

Проектный газодинамический расчёт ступени МОК на различных радиусах проводится традиционным способом с использованием двухмерной осесимметричной модели рабочего процесса и характеризуется следующими особенностями:

1. При определении распределения значений статического давления, статической температуры и плотности потока на входе в ВНА КСД необходимо учитывать неравномерность эпюр давления и температуры заторможенного потока, а также углов потока в этом сечении, для чего используется уравнение радиального равновесия с учётом кривизны линий тока в меридиональной плоскости.

Решение этой задачи осуществляется дискретно на осесимметричных окружностях, которыми вся плоскость сечения на входе в ВНА разбивается на  $m$  ( $m \geq 16 \dots 20$ ) кольцевых сечений одинаковой площади, расположенных от втулочного до среднего диаметра, и таким же количеством кольцевых сечений одинаковой площади, расположенных от среднего до периферийного диаметра (рис. 3).

В дальнейшем аналогичным образом формируются расчётные окружности в сечениях на входе и выходе из РК, а также на выходе из НА каждой ступени КСД и КВД.

Здесь следует отметить, что из-за наличия пограничного слоя на втулочной и периферийной поверхностях ПЧ осесимметричная модель не позволяет получать достоверные результаты расчёта в этой области. Поэтому значения параметров потока в двухмерной модели на окружностях, соответствующих втулочному и периферийному сечениям, целесообразно определять методом экстраполяции величин соответствующих параметров на предшествующих окружных сечениях.

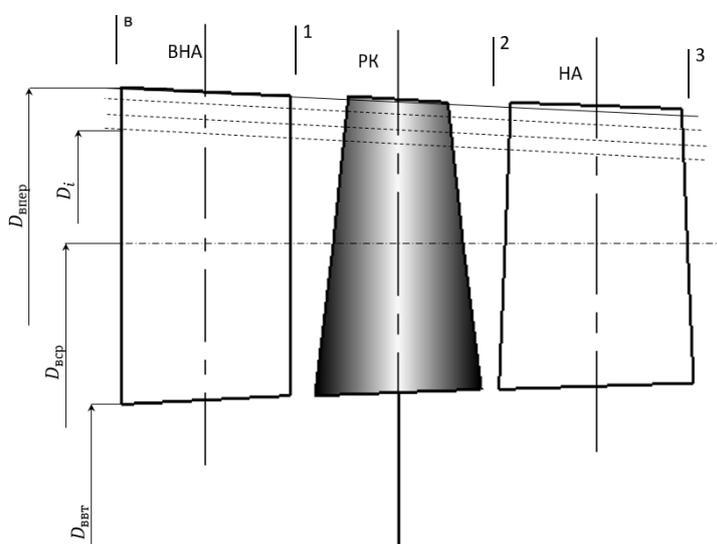


Рис. 3. Двухмерная осесимметричная схема потока в первой ступени компрессора

2. Закон закрутки потока на входе в РК  $c_{1u} = f(c_{1u\text{ ср}}; r_1)$  может задаваться не только в аналитическом виде, но и с учётом поправок к выбранной закономерности  $c_{1u} = f(c_{1u\text{ ср}}; r_1) \pm \Delta c_{1u}$ .

3. Степень повышения давления ступени  $\pi_{\text{ст}}^*$  может задаваться не только постоянной, но и переменной по радиусу с учётом её значения на среднем диаметре  $\pi_{\text{ст}}^* = f(\pi_{\text{ст ср}}^*; r_1)$ .

4. Распределение значений относительного КПД ступени  $\bar{\eta}_{\text{ст } j} = \eta_{\text{ст } j} / \eta_{\text{ст ср}}$  ( $j$  – номер расчётной окружности) по высоте проточной части осуществляется следующим образом. При значении относительного диаметра втулки  $\bar{d}_{\text{вт}} = D_{\text{вт}} / D_{\text{пер}} = r_{\text{вт}} / r_{\text{пер}}$  ступени в интервале  $0,65 \dots 0,92$ , характерном для КВД [2], в первом приближении по всей высоте лопатки принимается  $\bar{\eta}_{\text{ст } j} = 1$ .

В диапазоне  $\bar{d}_{\text{вт}} = 0,45 \dots 0,65$ , характерном для КСД [2], в области 10%-й высоты лопатки во втулочной и периферийной зонах относительный КПД  $\bar{\eta}_{\text{ст } j}$  целесообразно линейно уменьшать к трактовым поверхностям на  $\Delta \bar{\eta}_{\text{ст } j} = 0,03 \dots 0,05$ . В этом случае в диапазоне изменения относительной высоты лопатки

$\bar{h}_j = h_j / h = (r_j / r_{\text{пер}} - \bar{d}_{\text{вт}}) / (1 - \bar{d}_{\text{вт}})$  от 0 до 0,1 следует использовать зависимость  $\bar{\eta}_{\text{ст}j} = 1 + \Delta \bar{\eta}_{\text{ст}j} (10\bar{h}_j - 1)$ , а в диапазоне  $\bar{h}_j = 0,9 \dots 1,0$  – зависимость  $\bar{\eta}_{\text{ст}j} = 1 + \Delta \bar{\eta}_{\text{ст}j} (9 - 10\bar{h}_j)$ .

5. Значения осевой составляющей скорости потока на расчётных окружностях в межвенцовых зазорах определяются с помощью уравнения связи окружной и осевой составляющих скорости потока без учёта кривизны линий тока в меридиональной плоскости, но с учётом зависимостей  $c_{1u} = f(c_{1u \text{ ср}}; r_1) \pm \Delta c_{1u}$  и  $\pi_{\text{ст}}^* = f(\pi_{\text{ст} \text{ ср}}^*; r_1)$ .

### Оценка значений геометрических параметров профилей и их решёток в различных сечениях по высоте проточной части компрессора

Предварительная оценка значений геометрических параметров профилей по результатам газодинамического расчёта компрессорных ступеней по радиусу проводится с помощью традиционных методов, например метода, представленного в работах [2; 4]. Дополнительно целесообразно в конце расчёта определить значения фактора диффузорности  $S$ . Либляйна решёток РК и НА на всех расчётных  $j$ -х радиусах:

$$F_{D\text{РК}j} = 1 - \frac{W_{2j}}{W_{1j}} + \frac{(W_{1uj} - W_{2uj})}{2 \left(\frac{b}{t}\right)_{\text{РК}j} W_{1j}} \quad \text{и} \quad F_{D\text{НА}j} = 1 - \frac{C_{3j}}{C_{2j}} + \frac{(C_{2uj} - C_{3uj})}{2 \left(\frac{b}{t}\right)_{\text{НА}j} C_{2j}},$$

где  $(b/t)_{\text{РК}j}$  и  $(b/t)_{\text{НА}j}$  – густота решёток РК и НА на расчётных  $j$ -х радиусах.

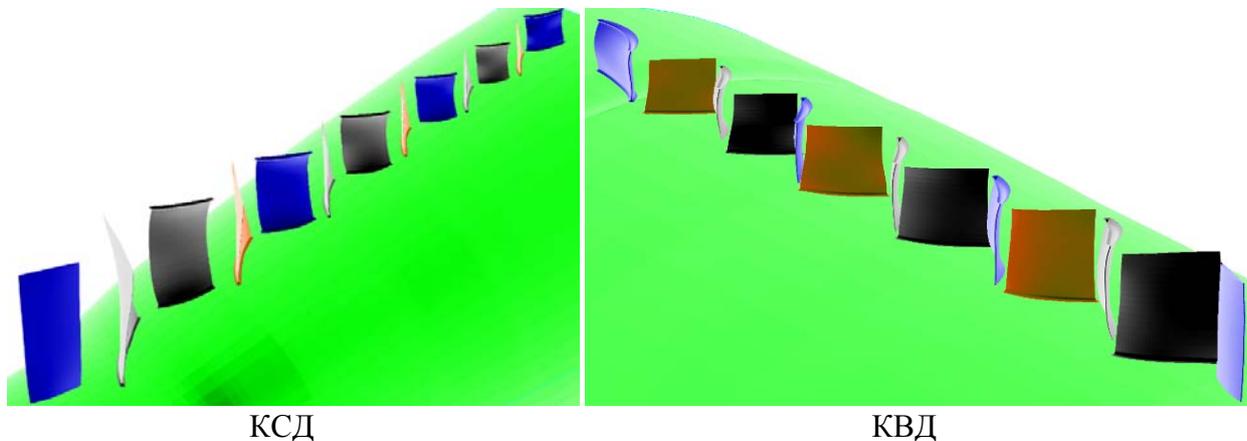


Рис. 4. Трёхмерные модели компрессора среднего давления (КСД) и компрессора высокого давления (КВД)

Рациональным считается обеспечение значений фактора диффузорности  $S$ . Либляйна в диапазоне 0,40...0,50 [11]. Приемлемого значения этого параметра в процессе расчёта чаще всего удаётся добиться за счёт изменения густоты решётки профилей.

С учётом перечисленных выше особенностей этапов проектного расчёта параметров ПЧ каскадов компрессора двухвального ГГ были сформированы исходные трёхмерные модели КСД и КВД (рис. 4) перспективного газогенератора. Схема указанных компрессоров в меридиональной плоскости с соблюдением пропорций в осевом и радиальном направлениях была представлена на рис. 1, а.

## Заключение

В статье приводятся особенности проектного расчёта параметров проточной части каскадов компрессора двухвального газогенератора, позволившие дополнить матрицу требований к одномерным и двумерным моделям рабочего процесса многоступенчатых компрессоров специфическими требованиями к аналогичным моделям компрессоров высокого и среднего давлений, которые сведены в табл. 2. В этой же таблице представлены требования к относительным параметрам многоступенчатого осевого компрессора, характеризующим рабочий процесс ступеней и их лопаточных венцов, которые часто рассматриваются в учебных изданиях и статьях по теории компрессоров, но редко используются в опубликованных методах их проектных расчётов.

Таблица 2. Дополнительные требования к одномерным и двумерным моделям рабочего процесса компрессора среднего давления (КСД) и компрессора высокого давления (КВД)

№	Параметр	Требуемый диапазон значений либо закономерность	
		КСД	КВД
1	Коэффициент затраченного напора первых дозвуковых ступеней $\bar{H}_{z \text{ ст пер}}$	0,20...0,26	0,26...0,28
2	Коэффициент затраченного напора первой трансзвуковой или сверхзвуковой ступени $\bar{H}_{z \text{ ст пер}}$	0,50...0,60	-
3	Коэффициент затраченного напора средних ступеней ступени $\bar{H}_{z \text{ ст пер}}$	-	0,30...0,33
4	Коэффициент затраченного напора последних ступеней ступени $\bar{H}_{z \text{ ст пер}}$	0,30...0,33	0,26...0,28
5	КПД первых дозвуковых или трансзвуковых ступеней	0,885...0,895	0,880...0,890
6	КПД первой сверхзвуковой ступени	0,865...0,880	-
7	КПД средних ступеней	0,905...0,910	0,900...0,905
8	КПД последних ступеней	0,880...0,890	0,875...0,885
9	Закономерность изменения относительного КПД ступени по высоте лопатки при $\bar{h}_j = 0...0,1$	$\bar{\eta}_{\text{ст } j} = 1 + \Delta \bar{\eta}_{\text{ст } j} (10\bar{h}_j - 1)$	$\bar{\eta}_{\text{ст } j} = 1$
10	Закономерность изменения относительного КПД ступени по высоте лопатки при $\bar{h}_j = 0,1...0,9$	$\bar{\eta}_{\text{ст } j} = 1$	$\bar{\eta}_{\text{ст } j} = 1$
11	Закономерность изменения относительного КПД ступени по высоте лопатки при $\bar{h} = 0,9...1,0$	$\bar{\eta}_{\text{ст } j} = 1 + \Delta \bar{\eta}_{\text{ст } j} (9 - 10\bar{h}_j)$	$\bar{\eta}_{\text{ст } j} = 1$
12	Коэффициент расхода первых ступеней	0,45...0,55	0,45...0,50
13	Коэффициент расхода последних ступеней	0,45...0,50	0,40...0,45
14	Допустимое снижение осевой составляющей скорости потока в одном лопаточном венце	10...12 м/с	
15	Торможение потока в РК в относительном движении и в НА в абсолютном движении	$\geq 0,7$	
16	Коэффициент повышения статического давления в РК и НА	$\leq 0,4$	
17	Коэффициент нагрузки Степанова	0,55...0,65	
18	Фактор диффузорности С. Либляйна решёток РК и НА	0,40...0,50	

Исследование выполнено за счёт гранта Российского научного фонда № 22-79-00210, <https://rscf.ru/project/22-79-00210/>

### **Библиографический список**

1. Холщевников К.В. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. М.: Машиностроение, 1970. 609 с.
2. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М., Кузьмичев В.С. Проектный термогазодинамический расчёт основных параметров авиационных лопаточных машин. Самара: Самарский государственный аэрокосмический университет, 2006. 316 с.
3. Hirsch C. Numerical computation of internal and external flows. Elsevier, 2007. 700 p.
4. Быков Н.Н., Емин О.Н., Ковнер Д.С., Левин А.А. Выбор параметров и определение основных размеров компрессоров и турбин газогенераторов ГТД. М.: МАИ, 1984. 69 с.
5. Гельмедов Ф.Ш., Милешин В.И., Сачкова Н.Г., Сальников В.С., Талызина В.С. Методология проектирования осевого компрессора // Теплоэнергетика. 2002. № 9. С. 19-28.
6. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф., Радько В.М. Теория и расчёт авиационных лопаточных машин. Самара: ФГУП «Изд-во «Самарский Дом печати», 2003. 336 с.
7. Матвеев В.Н., Кудряшов И.А., Попов Г.М., Горячкин Е.С., Зубанов В.М., Мельников С.А. Алгоритм формирования облика проточной части лопаточных машин двухвального газогенератора авиационного ГТД // Вестник РГАТА имени П.А. Соловьёва. 2022. № 2 (61). С. 25-32.
8. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей: учеб. пособие. М.: Машгиз, 1958. 350 с.
9. Дорофеев В.М., Маслов В.Г., Первышин Н.В., Сватенко С.А., Фишбеин Б.Д. Термогазодинамический расчёт газотурбинных силовых установок. М.: Машиностроение, 1973. 144 с.
10. Koch C.C. Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages // Journal of Engineering for Power. 1981. V. 103, Iss. 4. P. 645-656. DOI: 10.1115/1.3230787
11. Кампсти Н. Аэродинамика компрессоров. М.: Мир, 2000. 688 с.

### **FEATURES OF DESIGN CALCULATION OF COMPRESSOR SPOOL FLOW PATH OF A TWIN-SHAFT GAS TURBINE ENGINE CORE ON THE BASIS OF 1D AND 2D MODELS OF THEIR WORKING PROCESS**

© 2023

- V. N. Matveev** Doctor of Science (Engineering), Professor, Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [valeriy2008@rambler.ru](mailto:valeriy2008@rambler.ru)
- E. S. Goriachkin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [goriachkin.e.s@gmail.com](mailto:goriachkin.e.s@gmail.com)
- G. M. Popov** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [popov@ssau.com](mailto:popov@ssau.com)

**O. V. Baturin** Candidate of Science (Engineering), Associate Professor of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [oleg.v.baturin@gmail.com](mailto:oleg.v.baturin@gmail.com)

**I. A. Kudryashov** Postgraduate Student of the Department of Aircraft Engine Theory; Samara National Research University, Samara, Russian Federation; [ivan.kudryash1337@gmail.com](mailto:ivan.kudryash1337@gmail.com)

The features of the stages of parameter design calculation for the formation of the initial design of the flow path of the compressor spool of a twin-shaft engine core of a gas turbine engine are presented and substantiated. The article contains recommendations for choosing values of the pump head coefficient, efficiency and other important parameters for the stages of medium-pressure and high-pressure spools at the stage of thermodynamic calculation. At the stage of design gas-dynamic calculation of the compressor at the middle diameter, typical distributions of axial velocity component and degree of reaction along the flow path of compressor spools should be taken into consideration. At the same time, it is necessary to provide requirements for reducing the flow velocity and static pressure coefficients in the rotor wheels and stator blades, head coefficients and Stepanov coefficients. The design gas-dynamic calculation of the compressor along the radius of the flow path is characterized by a variety of flow swirl laws at the inlet to the rotor wheels, distributions of the pressure increase and efficiency over the height of the blades. In conclusion, an example of a three-dimensional model of a compressor flow path taking into consideration the features of design calculation of the parameters of compressor spools of a twin-shaft engine core of a gas turbine engine on the basis of the appropriate flow path diagram in the meridional plane is presented.

*Aviation gas turbine engine; twin-shaft engine core; compressor spools; flow path*

**Citation:** Matveev V.N., Goriachkin E.S., Popov G.M., Baturin O.V., Kudryashov I.A. Features of design calculation of compressor spool flow path of a twin-shaft gas turbine engine core on the basis of 1D and 2D models of their working process. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2023. V. 22, no. 3. P. 75-88. DOI: 10.18287/2541-7533-2023-22-3-75-88

## References

1. Kholshchevnikov K.V. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft impeller machines]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1970. 609 p.
2. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M., Kuz'michev V.S. *Proektnyy termogazodinamicheskiy raschet osnovnykh parametrov aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Design thermogasodynamic calculation of the main parameters of aviation impeller machines]. Samara: Samara State Aerospace University Publ., 2006. 316 p.
3. Hirsch C. Numerical computation of internal and external flows. Elsevier, 2007. 700 p.
4. Bykov N.N., Emin O.N., Kovner D.S., Levin A.A. *Vybor parametrov i opredelenie osnovnykh razmerov kompressorov i turbin gazogeneratorov GTD* [Choice of parameters and determination of the main dimensions of compressors and gas turbines of GTE gas generators]. Moscow: MAI Publ., 1984. 69 p.
5. Gel'medov F.Sh., Mileshin V.I., Sachkova N.G., Sal'nikov V.S., Talyzina V.S. A method for designing an axial compressor. *Thermal Engineering*. 2002. V. 49, Iss. 9. P. 719-729.
6. Belousov A.N., Musatkin N.F., Rad'ko V.M. *Teoriya i raschet aviatsionnykh lopatochnykh mashin* [Theory and calculation of aircraft impeller machines]. Samara: FGUP «Izd-vo «Samarskiy Dom Pechati» Publ., 2003. 336 c.
7. Matveev V.N., Kudryashov I.A., Popov G.M., Goryachkin E.S., Zubanov V.M., Melnikov S.A. Algorithm to shape appearance of the flow part of impeller machines of a twin-shaft gas generator of an aircraft GTE. *Vestnik of P.A. Solovyov Rybinsk State Aviation Technical University*. 2022. No. 2 (61). P. 25-32. (In Russ.)

8. Stepanov G.Yu. *Osnovy teorii lopatochnykh mashin, kombinirovannykh i gazoturbinykh dvigateley: ucheb. posobie* [Fundamentals of impeller machines theory, combined and gas turbine engines]. Moscow: Mashgiz Publ., 1958. 350 p.

9. Dorofeev V.M., Maslov V.G., Pervyshin N.V., Svatenko S.A., Fishbeyn B.D. *Termogazodinamicheskiy raschet gazoturbinykh silovykh ustanovok* [Thermogasdynamics calculation of gas-turbine power plants]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1973. 144 p.

10. Koch C.C. Stalling pressure rise capability of axial flow compressor stages. *Journal of Engineering for Power*. 1981. V. 103, Iss. 4. P. 645-656. DOI: 10.1115/1.3230787

11. Kumpsty N.A. Compressor aerodynamics. UK, England: Longman Scientific & Technical, 1989. 509 p.