

## Методы получения и использования обобщённых моделей для полных и элементарных ступеней и решёток профилей РК, НА и СА при проектировании компрессоров и турбин

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

Уфимский университет науки и технологий, г. Уфа, Россия

**Аннотация.** Рассматриваются методы получения и использования диаграмм Смита не только для полных, но и для элементарных ступеней и решёток профилей рабочего колеса (РК), направляющего аппарата (НА) и соплового аппарата (СА) компрессоров и турбин. Показано, что при этом на диаграммах Смита для каждой ступени могут определяться точки не только для среднего сечения «ср», но и для концевое «к» и втулочного сечения «вт». Для получения диаграмм Смита не только для полных, а и для элементарных ступеней и решёток предложены развитие методов Г.А. Быкова [1], Л.Е. Олыштейна [2], А. Хауэлла [3] и 3D CAD/CAE-моделирование (в AnsysCFX). Дополнительно предложено использовать результаты продувок решёток профилей А.И. Бунимовича, А.А. Святогорова [4] и Эмери (NASA). При использовании таких диаграмм Смита в первом приближении (для равномерного распределения работ и осевых скоростей по высоте проточной части (ПЧ) с учётом диаметральных размеров (при выбранных  $D_k$  и  $\bar{d}$ ) на выделенных параболах определяется положение точек «к» (для концевое сечения), «ср» (для среднемассового сечения), «вт» (для втулочного сечения) и значения КПД в этих сечениях. На следующем этапе производится коррекция с учётом условий радиального равновесия. Таким образом определяются оптимальное изменение работ по высоте ПЧ, оптимальная схема ПЧ компрессоров и турбин.

**Ключевые слова:** газотурбинный двигатель; турбина; компрессор; ступень; лопаточный вене; решётка профилей.

\*krivosh777@mail.ru

### Введение

В настоящее время на начальном этапе проектирования ГТД выбор основных параметров турбовентилятора и турбокомпрессора газогенератора производится на основе рекомендаций с учётом параметров прототипа и т.п. Это приводит к тому, что на более поздних этапах для оптимизации параметров турбокомпрессора требуется большое количество итераций. В связи с этим необходимы более обоснованные методы определения начальных приближений для основных параметров (частот вращения, числа ступеней, распределения осевых скоростей, работ, диаметральных размеров).

Для выбора основных параметров турбин и компрессоров, вентилятора и подпорных ступеней при проектировании газотурбинных двигателей различных типов (турбореактивный двухконтурный двигатель (ТРДД), турбовинтовой двигатель (ТВД) авторами разработан ряд методик [5–9] с использованием диаграмм Смита (для компрессоров и турбин), Ларсена-Миллера, Хауэлла и Дышлевского. Предложены аналитические выражения и условия для получения начальных приближений, используемых при дальнейшей оптимизации основных параметров турбокомпрессора на последующих этапах проектирования и доводки газотурбинного двигателя (ГТД). Применение таких методов позволяет сократить затраты и повысить качество итоговых проектных решений, получаемых с использованием 3D CAD/CAE-моделирования, испытаний и доводки.

## Предлагаемая методика выбора основных параметров турбокомпрессоров при проектировании ГТД

Выполненный анализ показал, что, независимо от типа проектируемого ГТД, основной функцией цели при выборе параметров турбин и компрессоров является КПД этих узлов, а основными ограничениями являются запасы ГДУ (газодинамический запас устойчивости), диаметр на входе в компрессор и ресурс турбин (прежде всего рабочих лопаток). Выбираемыми параметрами являются частоты вращения роторов, число ступеней, диаметральные размеры, распределение работ и осевых скоростей по ступеням. На этом этапе по результатам предварительной оптимизации в составе поузловой модели ГТД (с использованием программных комплексов (ПК) DVIG, ThermoGTE, АСТРА) в первом приближении уже бывают выбраны значения расхода воздуха, степени двухконтурности, степеней повышения давления в компрессорах. Однако такой выбор требует уже на раннем этапе достаточно обоснованного прогнозирования КПД компрессоров и турбин. Для решения этой задачи авторами предложена методика на основе выдвинутых и проверенных гипотез, разработанных аналитических зависимостей и использования диаграмм Смита для ступеней компрессоров и турбин. Показано, как с использованием таких диаграмм можно определять параметры не только полных, но и элементарных ступеней, лопаточных венцов и решёток профилей, включая схему ПЧ (проточной части).

Значения приведённой осевой скорости  $\lambda_{1n}$  в соответствующих сечениях турбин (в «горячей части») предложено выбирать такими же, как в соответствующих сечениях компрессоров (в «холодной части»). С учётом ограничения диаметра компрессора на входе  $D_k$  и современного уровня лобовой производительности для авиационных ГТД ( $\bar{G} = 170 \dots 190$  кг/с для турбореактивных двухвальных двухконтурных двигателей с форсажной камерой (ТРДДФсм),  $\bar{G} = 140 \dots 170$  кг/с для ГТД других типов – ТРДД, ТВД, турбовальных двигателей (ТВаД)) оценивается расход воздуха  $G_0$  на входе в компрессор низкого давления (КНД) или вентилятор на максимальном взлётном режиме. С учётом выбранного значения относительного диаметра втулки  $\bar{d}$  на входе в РК вентилятора и первой ступени (КНД) определяется площадь сечения ПЧ  $F_b$ , осевая скорость  $c_{ав}$  и её приведённое значение  $\lambda_{nB}$  ( $\lambda_{nB} = 0,623 \dots 0,74$ ) на входе в вентилятор и подпорные ступени (КНД).

С учётом типа основной камеры сгорания и требований к ней (полнота сгорания, коэффициент восстановления полного давления и т.п.) определяется значение приведённой скорости перед камерой сгорания, т.е. на выходе из компрессора ( $\lambda_k = 0,21 \dots 0,25$ ).

В промежуточных сечениях «холодной части» двигателя распределение осевых скоростей предложено определять с учётом значений температур. С учётом изэнтропической температуры на выходе из компрессора  $T_{kS}^*$  и (определённой в первом приближении) температуры за компрессором  $T_k^*$  определяется осевая скорость за компрессором ( $c_{ак} \approx 140 \dots 110$  м/с). С учётом предварительно определённых значений степеней повышения давления и КПД вентилятора и подпорных ступеней (КНД) определяются значения температур  $T_{кнд}^*$  на выходе из вентилятора и подпорных ступеней (КНД). Предложено осевую скорость на выходе из вентилятора и подпорных ступеней (КНД) определить по выражению  $c_{a\_кнд} \approx c_{ав} - (c_{ав} - c_{ак}) \cdot (T_{кнд}^* - T_B^*) / (T_k^* - T_B^*)$ . С учетом определённой (в первом приближении) температуры за вентилятором и подпорными ступенями (КНД)  $T_{кнд}^*$  определяется приведённая осевая скорость за вентилятором и подпорными ступенями (КНД)  $\lambda_{кнд}$  (обычно  $\lambda_{кнд} = 0,55 \dots 0,45$ ). При этом считается, что поток за вентилятором и за подпорными ступенями (КНД) практически осевой.

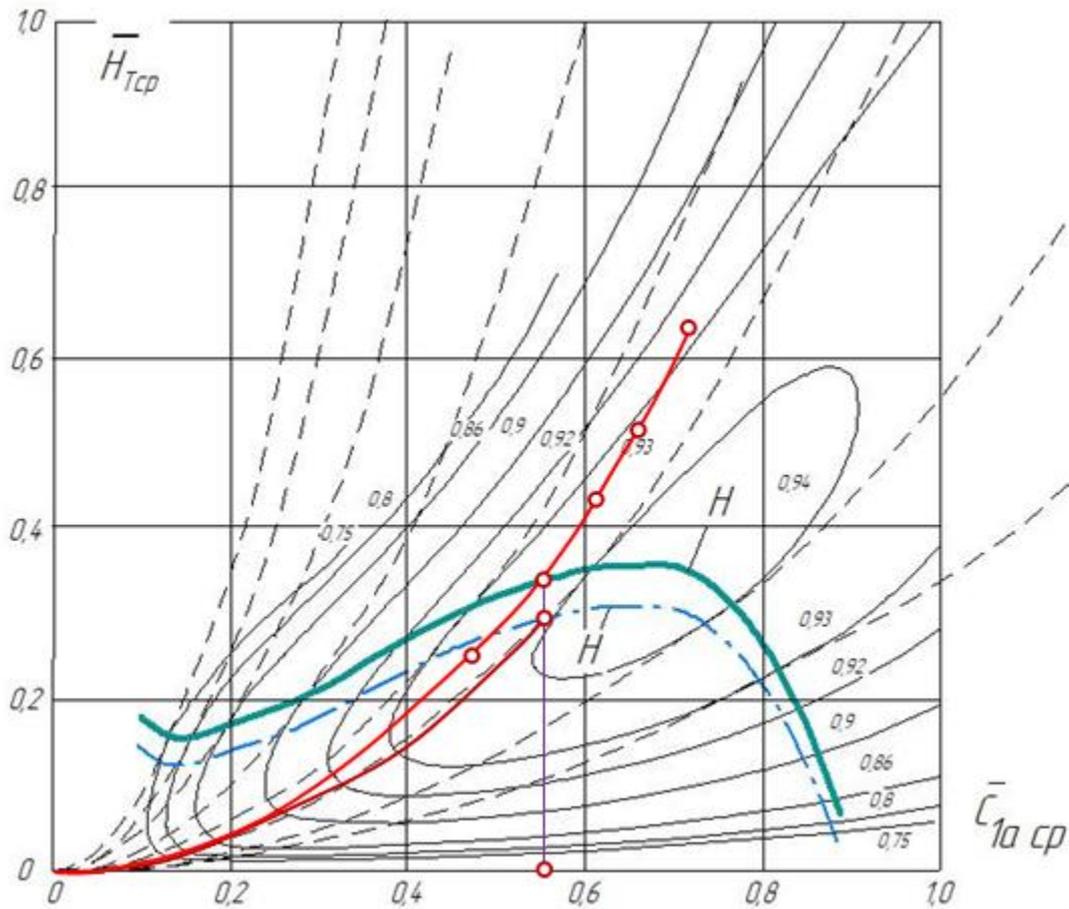
Выявлено, что в соответствующих сечениях турбин (в «горячей части» ПЧ) значения приведенных скоростей  $\lambda_{1a}$  следует выбирать такими же или несколько меньше, чем в соответствующих сечениях компрессоров («холодной части» в ПЧ). Например, меньшие значения должны выбираться за ТНД (турбина низкого давления), если за ней расположена форсажная камера в ТРДДФсм, в ТВД, где роль РС невелика, и в ТВаД, где после ТНД установлена свободная турбина (СТ), а на выходе располагается не сопло, а выхлопной диффузор.

Для оценки среднемаховых значений КПД компрессоров и турбин, которые могут быть достигнуты при их оптимизации, авторами предложена методика с использованием диаграмм Смита для ступеней компрессора и турбины. В первом приближении (для равномерного распределения осевых скоростей и работ по высоте ПЧ) для каждой ступени предложено выделять точки «к» (концевую), «ср» (среднемаховую) и «вт» (втулочную) на линии  $B = H_T / c_a^2 = \bar{H}_T / c_a^2$  для компрессоров и  $B = L_T / c_a^2 = \bar{L}_T / c_a^2$  для турбин. При этом с учётом поправок на охлаждение  $\bar{\eta}_{охл}$ , утечки в радиальном зазоре  $\bar{\eta}_{зз}$  и трение диска  $\bar{\eta}_f$  среднемаховый КПД каждой ступени определяется как

$$\langle \eta^* \rangle \approx \bar{\eta}_{охл} \bar{\eta}_f \left[ 0,5 \eta_{ср}^* + 0,25 \left( \eta_{вт}^* + \bar{\eta}_{зз} \eta_k^* \right) \right].$$

При проектировании турбовентилятора в составе ТРДД сначала определяются параметры вентилятора (В) и подпорных ступеней. При проектировании турбокомпрессора ГГ (газогенератора), наоборот, вначале выбираются параметры турбины (ТВД), в т.ч. частота вращения  $n_2$  и средний диаметр на выходе из ТВД  $D_{ср}$ . С учётом этого выбираются параметры компрессора (КВД), в т.ч. наружный диаметр на входе  $D_k$ , и уже затем выбираются параметры турбины вентилятора (ТВ). Для этого на диаграммах Смита для компрессоров и турбин выделены линии Н, С и L (для турбины), вдоль которых следует подбирать положение точек «ср» ступеней для достижения максимальных значений КПД компрессоров и турбин. Показано, что для проектирования вентилятора и компрессора (КВД) должны выбираться соответствующие диаграммы Смита из числа опубликованных [10–14] (для до- и сверхзвуковых ступеней, без входного направляющего аппарата (ВНА) и со степенью реактивности  $\rho \approx 0,5$ ). При этом расчёт и проектирование каждого узла практически без итераций, последовательно может производиться, начиная с 1D до 3D-расчёта, начиная с поступенчатой до повенцовой детализации, включая элементарные ступени и решётки профилей.

Так, например, на диаграммах Смита (и Коула [14]) для проектирования одноступенчатого вентилятора выделена линия Н (Рис. 1), на которой рекомендовано выбирать точки «срII» для вентилятора во втором контуре. Линия Н построена из условия касания указанных парабол и изолиний  $\eta^* = \text{const}$ . Для неё построена линия  $N_s$ . С учётом выбранной степени повышения давления в вентиляторе во втором контуре  $\pi_{вII}^*$  определяется значение  $H_{сII}$ , и с учётом осевой скорости  $c_{ав}$  на входе в РК вентилятора определяется значение  $B_s$ . Пересечение соответствующей параболы с линией  $H_s$  позволяет определять положение точки «срIIс» и над ней на линии Н точки «срII» и значение  $C_{1a\_срII}$ . С учётом этого определяются окружная скорость  $u_{срII} = c_{ав} / C_{1a\_срII}$  и оптимальная частота вращения вентилятора  $n_1$ . На выделенной параболе для вентилятора с параметром  $B$  в первом приближении определяется положение точек «вт», «р» (в зоне разделения потоков), «к». С учётом этого определяются окружные скорости и диаметральный размеры на входе в РК вентилятора. С учётом выбранной парусности П определяются фактические значения густот  $b/t$ , и предложенное изменение диаграммы Хауэлла позволяет определить оптимальное (или номинальное по Хауэлли) изменение работы  $H_T$  по высоте ПЧ в вентиляторе.



**Рисунок 1.** Диаграмма Смита с выделенными линиями  $H$  и  $H_S$  оптимального положения точек «ср<sub>п</sub>», «к» и «р», «вт» и «ср<sub>п</sub>» для РК вентилятора, подпорных ступеней и для ступеней КВД.

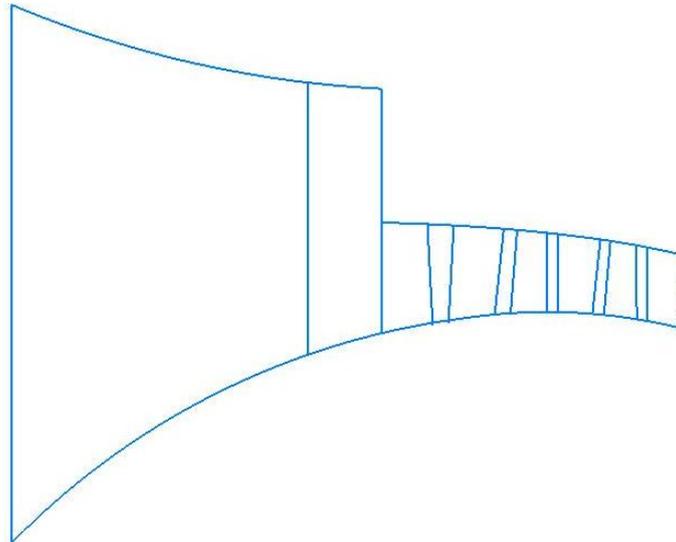
На следующем этапе с учётом определенных значений  $n_1$ ,  $c_{3a}$  и диаметральных размеров в I контуре на выходе из вентилятора определяется значение в среднем сечении «ср» на входе в первую подпорную ступень  $\bar{C}_{1a\_под\_ср}$ . На линии  $C$  для этого значения определяется положение точки «ср» для первой подпорной ступени и значений  $H_T$  и  $\bar{C}_{1a\_ср\_подп1}$  в этой точке. Линия  $C$  построена из условия касания изолиний  $\eta^* = \text{const}$  и вертикалей  $\bar{C}_{1a\_ср} = \text{const}$ . С учётом сопряжения с КВД производится распределение осевых скоростей и диаметральных размеров подпорных ступеней вдоль средней линии ПЧ. Это позволяет определить положение точек «ср» на линии  $C$  для подпорных ступеней, основные параметры, в т.ч. диаметральные размеры и схему ПЧ подпорных ступеней. При этом средний диаметр подпорных ступеней уменьшается, начиная с первой до последней подпорной ступени. Удельная теоретическая работа также уменьшается, начиная с первой до последней напорной ступени.

Аналогичным образом на линии  $C$  определяется положение точек «ср» для КВД. При этом из предварительного расчёта ТВД определяется частота вращения ротора высокого давления (ВД)  $n_2$  и средний диаметр  $D_{ср\_ТВД}$  на выходе из ТВД. При этом периферийный (концевой) диаметр на входе в КВД  $D_k \approx 1,18 D_{ср\_ТВД}$ .

В итоге по предложенному выражению определяются значения показателя  $\sigma$  (коэффициента восстановления полного давления) и  $\Delta S$  (приращения энтропии) в ступенях оптимизированного компрессора по условию  $(H_T/\Delta S)_i \rightarrow \text{max}$  для оптимизации процесса сжатия в T-S координатах.

Для многоступенчатого вентилятора (или КНД) предложено выбирать допустимую окружную скорость  $[u_k]$  в концевом сечении. В сечении «ср» первой ступени  $\bar{c}_{ав} > (c_{ав} / [u_k]) \sqrt{2 / (1 + \bar{d}^2)}$ . Это позволяет, как показано выше, определить допустимое значение  $H_{П}$ .

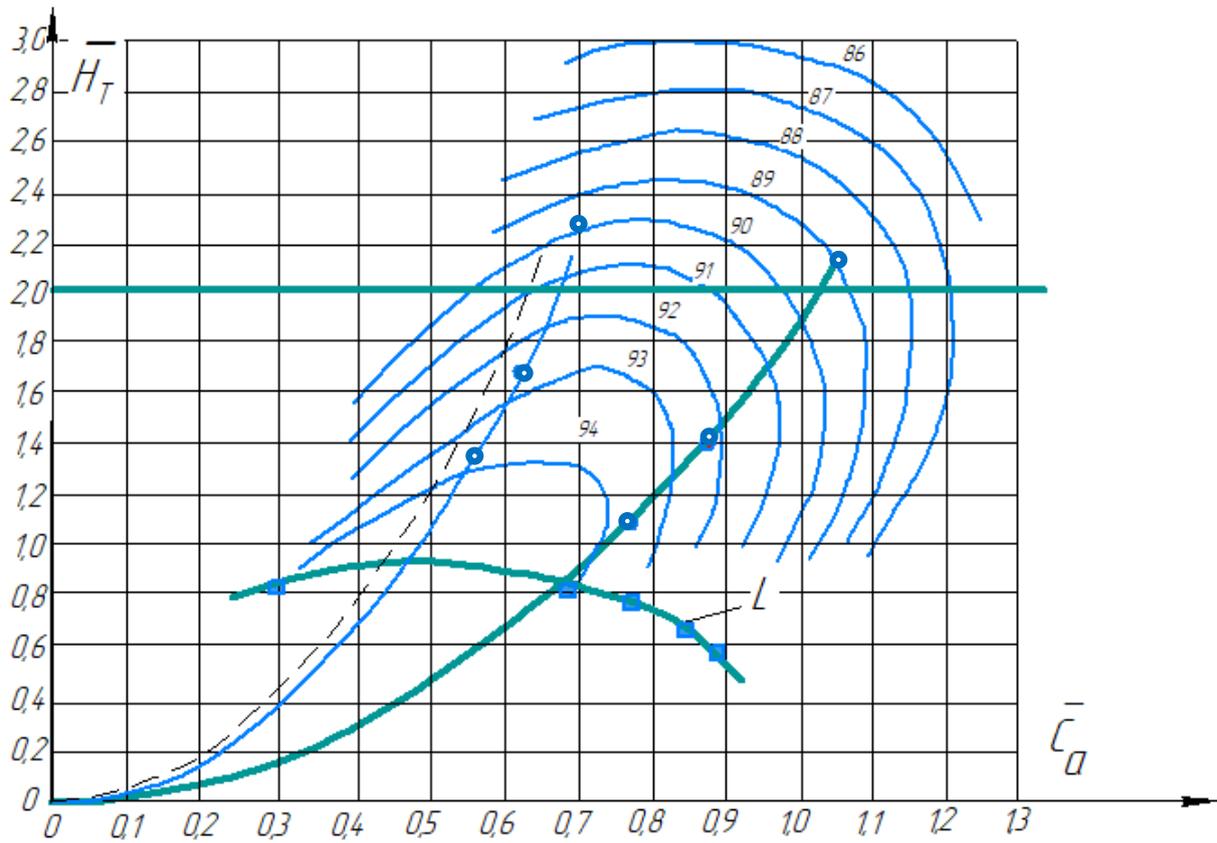
Для ступеней компрессора (вентилятора, подпорных ступеней и КВД) предложено выражение  $\eta^* = f(\sigma, H_T, T_1^*) = f(\sigma, H_S, T_1^*)$ . С использованием данного выражения диаграммы Смита определяется значение  $\sigma_1$  для первой ступени и определяется оптимальное значение числа ступеней  $z$  компрессора (вентилятора, подпорных ступеней и КВД) исходя из условия  $\sigma_k \approx (\sigma_1)^z \rightarrow \max$ . В многоступенчатом вентиляторе, подпорных ступенях и в КВД в первом приближении предложено оптимальное число ступеней  $z$  определять с учётом удельной работы в первой ступени компрессора  $H_{П}$  и изоэнтропической работы компрессора (вентилятора или КВД)  $H_S$  по выражению  $z = (H_S / H_{П}) (1 + 1 / \eta_i^*) / 2$ . При этом в первом приближении приращение энтропии в компрессоре  $\Delta S_K \approx H_S / (H_T / \Delta S)_i (1 + 1 / \eta_i^*) / 2$ . Это позволяет оценить значение КПД компрессора  $\eta_k^*$  и с учётом этого произвести выбор основных параметров, в т.ч. числа ступеней  $z$ . В итоге формируется в т.ч. схема ПЧ вентилятора и подпорных ступеней (Рис. 2).



**Рисунок 2.** Схемы ПЧ вентилятора, подпорных ступеней в составе ТРДД, формируемые с использованием диаграмм Смита.

Для турбин предложено определять точки «вт» ступеней на диаграмме Смита для турбин (Рис. 3) в первом приближении на параболах  $B = L_T / c_a^2 = \bar{L}_T / c_a^2$  из условия  $\bar{L}_{увт} = 2(1 + \rho_{BT} + \bar{c}_{2авм} \text{ctg} \alpha_{2BT})$ . В первом приближении степень реактивности  $\rho_{BT} \approx 0$ . Закрутка за ТВД обычно  $\alpha_2 \approx 75^\circ \dots 80^\circ$ , за ТНД  $\alpha_2 \approx 85^\circ$ . Если используется противовращение роторов (биротативная турбина), то закрутка за ТВД  $\alpha_2 \approx 55^\circ \dots 60^\circ$ .

С учётом требуемой мощности  $N_T$  и удельной работы турбины  $L_T$  определяется число ступеней  $z$ . Предполагается, что мощность ступеней примерно одинакова  $N_i = N_T / z$ . С учётом подвода охлаждающего воздуха расход газа в ступенях турбины увеличивается с первой до последней ступени. При этом удельная работа ступеней  $L_i = (N/G)_i$  снижается с первой до последней ступени. С учётом распределения осевых скоростей  $c_{2a,i}$  на выходе из ступеней турбины определяются значения параметра  $B_i = L_i / c_{2a,i}^2$ .



**Рисунок 3.** Диаграмма Смита для ступеней турбины с выделенной линией L для подбора положения точек «к» и точек «вт».

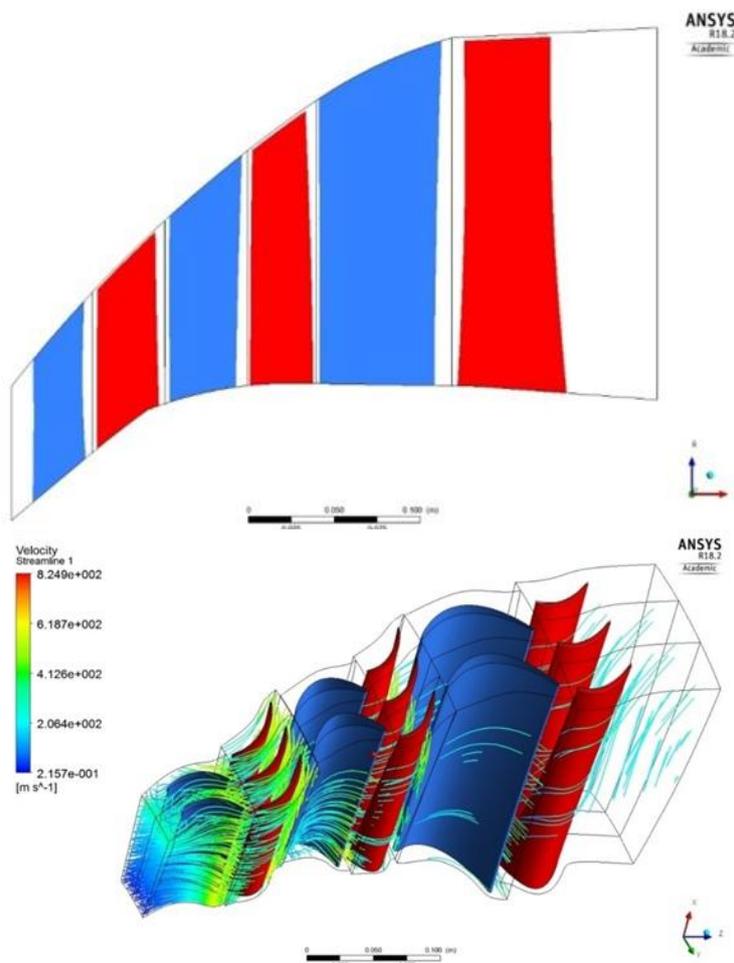
В ступенях турбины точки «ср» предлагается определять на выделенных параболах с учётом рекомендуемых значений коэффициента Парсонса для каждой ступени из условия  $Y^* = \sqrt{\eta^* / (2\bar{L}_u)}$ . При этом для выбора параметров турбокомпрессора ВД (или любого турбокомпрессора в составе ТРД, ТВД и ТВЛД) предлагается расчёт начинать с турбины, точнее, с её последней ступени. Для этого на диаграмму Смита для турбины (рис. 3) наносится парабола для последней ступени с параметром  $B = L_{uz} / c_{2aTZ}^2 = \bar{L}_{uz} / \bar{c}_{2aTZ}^2$ . Здесь индексом «z» помечены параметры для последней ступени турбины (с номером z). Индекс «2» указывает, что осевая скорость рассматривается на выходе из РК турбины.

На выделенной параболе для последней ступени турбины определяются точки «к», «ср» и «вт» для неё, оценивается  $\langle \eta_z^* \rangle$ ,  $\sigma_z$  и значение  $\sigma = (\sigma_z)^z$  для всей турбины. Это позволяет определить  $\eta_T^*$  турбины и значение  $\pi_T^*$ . С учётом расхода газа  $G_T$  и давления на выходе из турбины  $p_T^*$  определяется площадь сечения ПЧ на выходе из турбины  $F_T$ . Окружная скорость во втулочном сечении последней ступени турбины  $u_{BT}$  определяется как  $u_{BTZ} = \sqrt{L_{uz} / \bar{L}_{uBTZ}}$ . При этом температура в относительном движении газа, обтекающего втулочное сечение лопатки последней ступени, составляет  $T_{wBTZ}^* \approx T_T^* + u_{BTZ}^2 / (2c_p)$ . В двигателе с противовращением роторов на выходе из ТВД обычно закрутка  $\alpha_2 \approx 55^\circ$  и  $T_{wBTZ}^* \approx T_T^* + u_{BTZ}^2 / (2c_p)$ .

С учётом положения точек «вт» и «ср» на каждой выделенной параболе для каждой ступени в первом приближении определяется конечная точка «к». Таким образом, в первом приближении для последней ступени турбины оказываются определены значения КПД

в среднем, втулочном и концевом сечениях –  $\eta_{вт}^*$ ,  $\eta_{cp}^*$  и  $\eta_k^*$ . С учётом поправок на утечки в радиальном зазоре  $\bar{\eta}_{заз}$  и трение диска  $\bar{\eta}_f$  среднемассовый КПД последней ступени определяется как  $\langle \eta^* \rangle \approx \bar{\eta}_f \left[ 0,5\eta_{cp}^* + 0,25(\eta_{вт}^* + \bar{\eta}_{заз}\eta_k^*) \right]$ . По предложенным выражениям определяется значение  $\sigma_z$  для последней ступени, число ступеней  $z$  и КПД турбины в целом  $\eta_T^*$ . Это позволяет определить степень понижения давления в турбине  $\pi_T^*$ , давление  $p_T^*$  и площадь сечения ПЧ на выходе из турбины  $F_T$ .

В свою очередь, по известной методике с учётом условий охлаждения лопаток и требуемого ресурса турбины с использованием диаграммы Ларсена-Миллера определяется допустимая частота вращения турбины [n]. Определённые на диаграмме Смита для турбин точки «к» и «вт» для ступеней позволяют определить окружные скорости, диаметральные размеры и построить проточную часть турбины (Рис. 4). При этом густота решёток профилей определяется с использованием диаграммы Дышлевского, а ширина лопаточных венцов – с учётом рекомендуемого удлинения лопаток РК и СА. В ТВД значение  $D_{срТВД}$  позволяет в первом приближении, как указано выше, определить наружный диаметр на входе в КВД  $D_{кКВД}$ .



**Рисунок 4.** Схема ПЧ турбины вентилятора (ТНД) в составе ТРДД, формируемая с использованием диаграммы Смита.

### Заключение

Предложенная методика позволяет уже на ранних этапах проектирования ТРДД с использованием диаграмм Смита, Ларсена-Миллера, Хауэлла и Дышлевского определить в первом приближении оптимальные значения частот вращения роторов, число ступеней,

распределение по ступеням осевых скоростей и работ. Применение таких методов позволяет сократить затраты и повысить качество итоговых проектных решений, получаемых с использованием 3D CAD/CAE-моделирования, испытаний и доводки. Они эффективны при доводке и перепроектировании турбокомпрессоров ГТД.

### Литература:

1. Быков Г.А. Расчет аэродинамических характеристик осевых компрессорных ступеней на основе обобщенных зависимостей // Теплоэнергетика. - 1965. - № 11. - С. 79-81 [G.A. Bykov, Calculation of aerodynamic characteristics of axial compressor stages based on summarized dependencies // Теплоэнергетика. - 1965. - No. 11. - P. 79-81 (in Russian)].
2. Ольштейн Л.Е., Процеров В.Г. Метод расчета осевого компрессора по данным продувок плоских решеток // Труды ЦИАМ. - 1948. - № 150. - 61 с. [L.E. Olshtein, V.G. Protserov, Method for the calculation of the axial compressor based on the data from the blowdown of two-dimensional cascades // CIAM Proceedings. - 1948. - No. 150. - 61 p. (in Russian)].
3. Холщевников К. В. Теория и расчет авиационных лопаточных машин. Москва: Машиностроение, 1970. 610 с. [K.V. Kholshevnikov, Theory and Calculation of Aircraft Impeller Machines. Moscow: Mashinostroyeniye, 1970. 610 p. (in Russian)].
4. Бунимович А. И., Святогоров А. А. Аэродинамические характеристики плоских компрессорных решеток при большой дозвуковой скорости // Сборник статей «Лопаточные машины и струйные аппараты». М.: Машиностроение, 1967. Вып. 2. С. 5-35 [A.I. Bunimovich, A.A. Svyatogorov, Aerodynamic characteristics of two-dimensional compressor cascades at a high subsonic speed // Collection of papers "Impeller Machines and Jet Apparatuses". Moscow: Mashinostroyeniye, 1967. Iss. 2. P. 5-35 (in Russian)].
5. Кривошеев И.А. Опыт разработки и внедрения компонентов информационной поддержки проектирования, доводки и эксплуатации ГТД и ГТУ // Известия Самарского научного центра Российской академии наук, 2012. Т. 14. № 4 (2). С. 428–436 [I.A. Krivosheev, The development and implementation of components for information support of gas turbine engines/plants design, development, and operation // Izvestia of Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences, 2012. Vol. 14. No. 4 (2). P. 428–436 (in Russian)].
6. Кривошеев И.А., Кожин Д.Г. Развитие методов моделирования и автоматизированного проектирования газотурбинных двигателей // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, 2014. № 5–3(47). С. 9-18 [I.A. Krivosheev, D.G. Kozhinov, Development of methods of modeling and computer aided design of gas turbine engines // Vestnik of Samara State Aerospace University, 2014. No. 5–3(47). P. 9-18 (in Russian)].
7. Кривошеев И.А., Рожков К.Е. Развитие методов моделирования и автоматизированного проектирования компрессоров // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета, 2014. № 5–2(47). С. 150-158 [I.A. Krivosheev, K.E. Rozhkov, Development of methods of modeling and computer-aided design of compressors // Vestnik of Samara State Aerospace University, 2014. No. 5–2(47). P. 150-158 (in Russian)].
8. Оптимизация числа, распределения работ по ступеням и густот решеток профилей при проектировании компрессора / И.А. Кривошеев, К.Е. Рожков, Н.Б. Симонов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2020. №2. С. 112-118 [I.A. Krivosheev, K.E. Rozhkov, N.B. Simonov, Optimization of the number, distribution of work by stages, and solidity of profile vane cascades during compressor design // Izvestiya Vuzov. Aviatsionnaya Tekhnika. 2020. No. 2. P. 112-118 (in Russian)].
9. Оптимизация числа ступеней и распределения параметров в проточной части при проектировании компрессоров и турбин газотурбинных двигателей / И.А. Кривошеев, К.Е. Рожков, Н.Б. Симонов // Известия высших учебных заведений. Авиационная техника. 2019. №2. С. 124-132 [I.A. Krivosheev, K.E. Rozhkov, N.B. Simonov, Optimization of the stage number and parameter distribution in the flow passage at GTE compressor and turbine design // Izvestiya Vuzov. Aviatsionnaya Tekhnika. 2019. No. 2. P. 124-132 (in Russian)].

10. Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery / S.L. Dixon, C.A. Hall. - 6th Edition. - February 17, 2010. eBook ISBN: 9780080962597.
11. Диксон, С. Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ. Данилова Р.Е., Осипова М.И. – М.: Машиностроение, 1981. – 213 с. [S.L. Dixon, Fluid Mechanics. Thermodynamics of Turbomachinery. – Moscow: Mashinostroenie, 1981. – 213 p. (in Russian)].
12. Anderson, M. R., Improved Smith Chart for Axial Compressor Design, GT2018-75845, Oslo, Norway, 2018.
13. Smith S.F., A simple correlation of turbine efficiency, Journal of the Royal Aeronautical Society, 1965.
14. Coull J. D., Hodson H. P., Blade loading and its application in the meanline design of low-pressure turbines, Journal of Turbomachinery, Vol. 135, Nov. 2012.

#### **Об авторах:**

**КРИВОШЕЕВ Игорь Александрович**, д.т.н., профессор, профессор кафедры авиационных двигателей, Уфимский университет науки и технологий; krivoshe777@mail.ru.

**РОЖКОВ Кирилл Евгеньевич**, к.т.н., доцент кафедры авиационной теплотехники и теплоэнергетики, Уфимский университет науки и технологий; rke85@mail.ru.

**СИМОНОВ Николай Борисович**, старший преподаватель кафедры авиационных двигателей, Уфимский университет науки и технологий; sventigo@yandex.ru.

#### **Metadata:**

**Title:** Methods for obtaining and using generalized models for full and elementary stages and airfoil cascades of RW, GV and NGV in the design of compressors and turbines.

**Author 1:** Igor Alexandrovich Krivosheev, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department of Aircraft Engines, Ufa University of Science and Technology.

**Author 2:** Kirill Evgenievich Rozhkov, Cand. Sci., Associate Professor of the Department of Aviation Heat Engineering and Heat Power Engineering, Ufa University of Science and Technology.

**Author 3:** Nikolai Borisovich Simonov, Senior Lecturer at the Department of Aircraft Engines, Ufa University of Science and Technology.

**Abstract:** Methods of obtaining and using the Smith diagrams are considered not only for complete, but also for elementary stages and airfoil cascades of RW, GV and NGV compressors and turbines. It is shown that in this case, in the Smith diagrams for each stage points can be determined not only for the average section "av", but also for the end section "k" and the sleeve section "w". To obtain the Smith diagrams not only for complete, but also for elementary stages and cascades, the development of the methods by G.A. Bykov [1], L.E. Olshtein [2], A. Howell [3], as well as 3D CAD/CAE modeling (in AnsysCFX) are proposed. Additionally, it is proposed to use the results of the airfoil cascades purges of A.I. Bunimovich, A.A. Svyatogorov [4] and Emery (NASA). When using such Smith diagrams in the first approximation (for the uniform distribution of works and axial speeds along the height of the IF), taking into account the diametral dimensions (at selected  $D_k$  and  $\bar{d}$ ), the position of the points "k" (for the end section), "av" (for the mass average section), and "w" (for the sleeve section), as well as the efficiency values in these sections are determined on the selected parabolas. In the next phase, adjustment is performed taking into account the conditions of radial equilibrium. Thus, the optimal change in the work along the height of the IF and the optimal scheme of the IF compressors and turbines are determined.

**Keywords:** gas turbine engine, turbine, compressor, stage, blade row, airfoil cascade.