

Е.А. Ковалева, Харьков, Украина

2-D МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ОСЕВОМ КОМПРЕССОРЕ ГТУ С УЧЕТОМ ЗАГРОМОЖДЕНИЯ ПРОФИЛЬНЫМ И ТОРЦЕВЫМ ПОГРАНИЧНЫМИ СЛОЯМИ

Наведено результати досліджень з 2-D моделювання течії у проточній частині осевого компресора при осесиметричній постановці прямої задачі турбомашин, а також з урахуванням захарактеризованих профільним і торцевим прилежовими шарами. Виконано порівняння з експериментом.

Приведены результаты исследований 2-D моделирования течения в проточной части осевого компрессора в осесимметричной постановке задачи, а также с учетом загромождения профильным и торцевым пограничными слоями. Сделано сравнение с экспериментом.

E.A. KOVALEVA

2-D MODELLING OF CURRENT IN AXIAL COMPRESSOR GTU IN VIEW OF BLOCKING UP PROFILE AND FACE BOUNDARY LAYERS

Results of researches 2-D modelling of current in a flowing part of the axial compressor in osesimmetrichnoy to statement of a problem, and also in view of blocking up profile and face are resulted by boundary layers. Comparison with experiment is made.

Постановка проблеми. В настоящее время инженерные методы поверочного расчета осевого компрессора основываются на решении осесимметричной задачи двумерного (2-D) потока в меридиональной плоскости S_2 . При этом существуют различные подходы, связанные как со способом задания гидравлических потерь в лопаточных венцах, так и построением расчетной схемы вычислительного процесса в проточной части турбомшины. Теоретические основы этих методов изложены в классических работах [1, 2 и др.]. При этом, в частности, в уравнение неразрывности вводится коэффициент загромождения K_f , который учитывает только геометрическое загромождение потока конечной толщиной лопаток турбомшины. Вместе с тем, как показывают результаты исследований, течение в проточной части осевых компрессоров, особенно на предрывных режимах работы, далеко от осевой симметрии [3]. Это обусловлено развитым профильным пограничным слоем, сбегаящим в аэродинамический след, а также существенным влиянием на формирование меридионального потока торцевых вязких течений. Поэтому в работах [4-6] подчеркивается важность введения аэродинамического загромождения потока наряду с геометрическим загромождением. Анализ многочисленных публикаций последнего десятилетия показывает, что указанные эффекты при проектировании осевых компрессоров не учитываются, что ставит вопрос в число актуальных задач.

Цель исследования. Целью данной работы является разработка инженерного 2-D метода поверочного расчета осевого компрессора в плоскости S_2

путем учета аэродинамического вытеснения потока профильным пограничным слоем, а также загромождения проточной части торцевым пограничным слоем.

Методология исследований. Профильное загромождение потока учитывается следующими коэффициентами стеснения:

для срединных сечений лопаточного венца

$$K_f = 1 - \frac{\overline{c + \delta_c^*}}{\sin \beta_c} \tau; \quad (1)$$

для межвенцовых зазоров

$$K_f = 1 - \frac{\overline{\delta_c^*}}{\sin \beta_c} \tau; \quad (2)$$

где τ – густота решетки профилей.

При этом угол потока в срединном сечении можно определить как $\text{ctg } \beta_c = 0,5 \text{ ctg } \beta_1 + \text{ctg } \beta_2$, а относительную толщину вытеснения – $\overline{\delta_c^*} = \delta_c^* / b = 0,5 \overline{\delta_2^*}$.

В общем случае при моделировании работы многоступенчатой осевой турбомашины существуют два способа учета эффектов загромождения пограничным слоем кольцевых поверхностей. В первом из них область вычислений занимает все сечения канала от корпуса до втулки с соответствующим полем расходной составляющей скорости, найденным с учетом концевых потерь. Во втором случае расчеты ведутся между поверхностями тока, отстоящими от ограничивающих поверхностей на толщину вытеснения, и в уравнении неразрывности используется соответствующий коэффициент загромождения

$$K_f = \frac{(r_k - \delta_k^*)^2 - (r_B - \delta_B^*)^2}{r_k^2 - r_B^2} \quad (3)$$

Интегральные характеристики турбулентного профильного пограничного слоя, необходимые как для вычисления загромождения, так и угла выхода потока и профильных потерь нормированы по коэффициенту диффузорности D_w [4]. Условные толщины торцевого пограничного слоя определены согласно методике [7]. В этом случае для количественной оценки концевых потерь воспользуемся зависимостью, представленной в виде

$$\xi_K = \frac{(H_{32} \overline{\delta^{**}})_T^k + (H_{32} \overline{\delta^{**}})_T^b}{\overline{h} - \tau \overline{h} H_{12} \overline{\delta^{**}} - (H_{12} \overline{\delta^{**}})_T^k - (H_{12} \overline{\delta^{**}})_T^b} \left[1 + K \left(1 + \frac{C_{1a} \text{ctg } \beta_1}{C_{2a} \text{ctg } \beta_2} \right)^2 \frac{\cos^2 \beta_2}{\tau^2} \right], \quad (4)$$

где верхние индексы «к» и «в» – корпус и втулка, нижний индекс «т» соответствует торцевому пограничному слою, H_{12} , H_{32} – формпараметры пограничного слоя (профильного и торцевого).

Распределение суммарных потерь вдоль радиуса решетки осуществляется с помощью соотношений, приведенных в работе [4]. Общий подход при определении параметров потока вдоль компрессора строится на решении семи уравнений, позволяющих определить семь неизвестных: C_a (W_a), C_u (W_u), C_r (W_r), P , T , ρ и меридиональных линий тока γ .

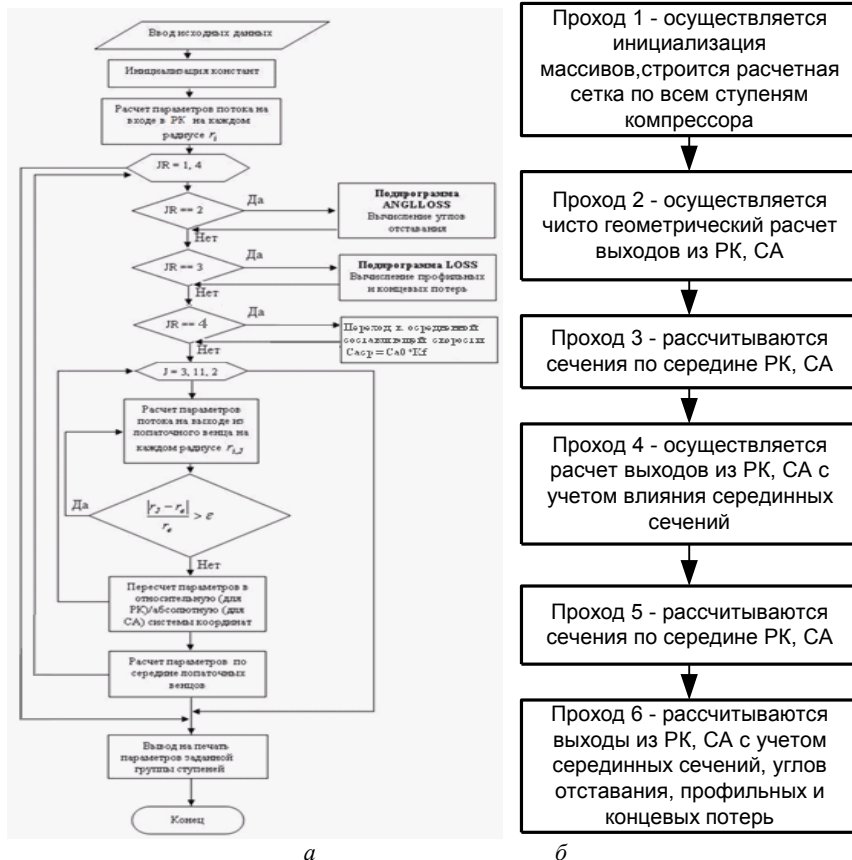


Рисунок 1 – Структурная схема алгоритма (а) и проходов программы (б)

Переход к осредненному значению расходной составляющей скорости $C_{a ср}$, по которой определяются все газотермодинамические параметры потока в межвенцовых зазорах в абсолютной системе координат, осуществляется с

помощью соотношения $C_{\alpha_{cp}} = C_{\alpha_o} \cdot K_f$, где C_{α_o} – осевая составляющая скорости оттесненного потока. Структурная схема алгоритма решения задачи и особенности итерационных проходов показана на рисунке 1.

Основной особенностью алгоритма и программы расчета является учет кривизны линий тока и вытеснения пограничным слоем, который на различных режимах работы может быть разным (достаточно развитый на режимах, предшествующих вращающемуся срыву).

Основные результаты исследования. Ниже приведены результаты расчетов полей течения в проточной части осевой вентиляторной ступени, а также их сопоставление с экспериментальными данными [8] и результатами расчетов, полученными с помощью 3-D программного пакета ANSYS CFX.

В первом случае изменение кривизны линий тока связано не только с меридиональными обводами проточной части осевого компрессора (плоскость S_2), но и конечной толщиной профиля лопатки лопаточного венца. Для относительно длинных лопаток (малые значения \bar{d}) изменение относительной толщины профиля $\bar{C} = C_{\max} / b$ вдоль радиуса может быть значительным (от 10% на втулке до 2...3% у концов лопаток). Это приводит к большему стеснению проточной части за счет толщины лопаток рабочего колеса в области втулочных сечений и, поэтому, несмотря даже на цилиндрический характер ее меридиональных обводов, поток отклоняется от оси и сгущается к периферии. Наибольшее стеснение наблюдается в срединных сечениях лопаточного венца, где \bar{C} достигает максимальных значений. В межвенцовых зазорах величина $\bar{C} = 0$, и в случае осесимметричного течения сгущение линий тока не наблюдается. Указанные обстоятельства приводят к волнообразному характеру течения в меридиональном сечении осевого компрессора.

В результате расчета установлено, что не учет геометрического загромождения потока телом лопатки проточной части в срединных сечениях лопаточного венца может привести к погрешностям определения формы движения осесимметричного потока в сечении за рабочим колесом. Об этом свидетельствуют радиальные эпюры плотности тока, показанные на рисунке 2. Углы отставания, гидравлические потери и аэродинамическое загромождение здесь не учитываются.

Вместе с тем развитый профильный пограничный слой приводит к нарушению осевой симметрии потока в осевых зазорах лопаточных венцов и, поэтому, вытесняющее действие его можно рассматривать подобно телесному загромождению потока решеткой профиблей в плоскости S_1 .

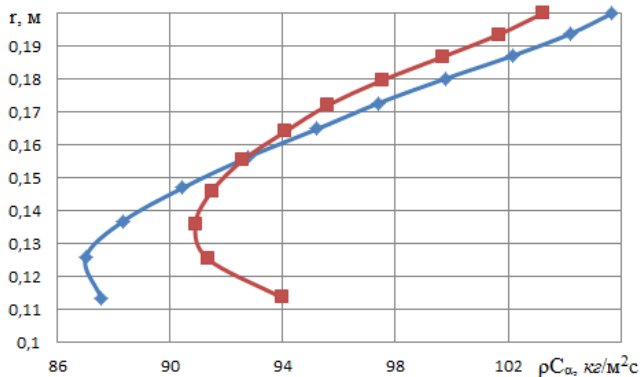


Рисунок 2 – Радиальные эпюры плотности тока за РК ("чистая геометрия"):
 —◆— без учета срединных сечений; —■— учет влияния срединных сечений

Особенностью рассмотренного выше подхода является то, что найденное в процессе решения значение $C_{\alpha CP}$ будет отлично от значения C_{α} осесимметричного течения. Об этом свидетельствуют результаты расчетов, полученные с помощью разработанной программы, показанные рисунку 3, а.

Окружные составляющие C_U , найденные с использованием двух различных схем, также будет различны.

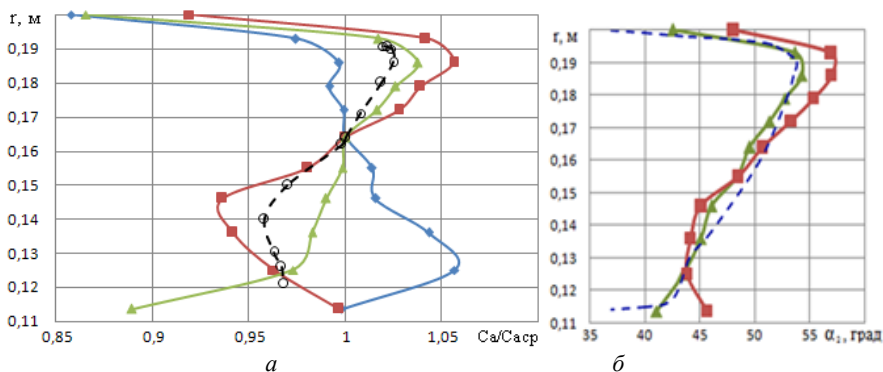


Рисунок 3 – Радиальные эпюры безразмерных осевых скоростей (а) и углов потока α_2 (б) за РК: (учет профилльных и концевых потерь, углов отставания потока):
 —◆— отгесненный поток; —■— осредненный поток с учетом загромождения;
 —▲— расчет в осесимметричной постановке; - - - - расчет ANSYS CFX;
 --○-- эксперимент [8]

Для практики проектирования лопаточных венцов представляет интерес характер изменения по радиусу углов потока α_2 , поскольку данный параметр характеризует условие обтекания НА и, соответственно, КПД решетки и ее запас по срыву потока. Известно, что рабочий диапазон углов атаки, определяемый незначительным ухудшением аэродинамических характеристик решетки, для различных b/t , \bar{C} и θ , находится в достаточно узких пределах – примерно: $-5\dots+2$ град. для коэффициента потерь и $+5\dots+7$ град. для запаса по срыву $\Delta\beta_{\max} - \Delta\beta^*$. Указанный диапазон углов существенно уменьшается при увеличении числа M потока.

Следует заметить, что в процессе эксплуатации турбомашин угол установки НА может изменяться с целью обеспечения приемлемых запасов ΔK_V на пониженных режимах работы. При этом диапазон регулирования лопаточного аппарата по мере выхода на расчетный режим соответствует $\Delta\alpha = -18+3$ град. Из рисунка 3, б следует, что различие в углах потока α_2 порядка 10 град. для периферийных сечений, найденных с помощью двух методов расчета, соответствует как диапазону регулирования компрессора по углу $\Delta\alpha$, так и области "нечувствительности" по потерям.

Из этого следует, что применение осесимметричных расчетных схем при моделировании полей течения вдоль проточной части компрессора может оказаться неадекватным реальным условиям, особенно в случае прогнозирования границы устойчивой работы с помощью критериального соотношения [8] и его составляющих формул [8]. Результат такого несоответствия – преждевременное появление неустойчивых режимов и, как следствие, поломка машины [9].

На рисунке 3, б пунктирной линией показано радиальное распределение α_2 , найденное с помощью адаптированного 3-D пакета ANSYS CFX. Видно, что эпюра α_2 , рассчитанная с помощью разработанного 2-D метода поверочного расчета достаточно хорошо согласуется с данными расчета при помощи 3-D программного комплекса. Это свидетельствует о достоверности основных газодинамических положений новой схемы расчета.

Приведенные выше результаты указывают на исключительную их важность для практики проектирования турбомашин.

Следует отметить, что радиальные эпюры, показанные на рисунке 2 и 3, соответствуют работе ступени в области расчетного режима. На режиме работы ступени, предшествующему вращающемуся срыву, расхождение между эпюрами будет более существенно.

Качественно подобные результаты получены и в ЦИАМ при анализе влияния оттеснения потока в осевой компрессорной ступени (рисунок 4).

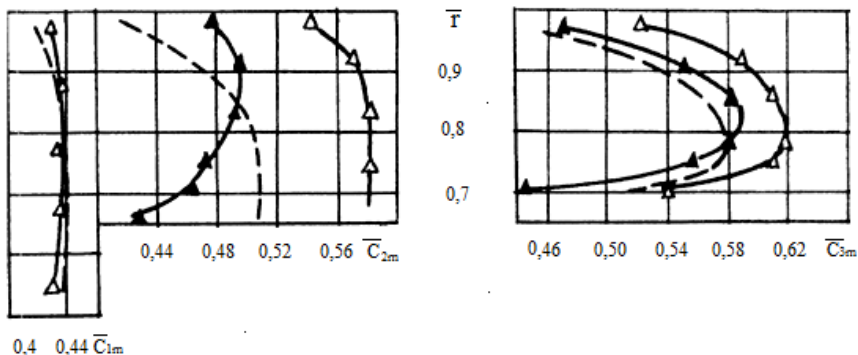


Рисунок 4 – Радиальные эпюры \bar{C}_m в межвенцовых зазорах ступени при различных подходах к расчету: - - - - осесимметричная схема; — Δ — с учетом вытеснения; — \blacktriangle — осреднение по шагу

Здесь вычислительный процесс организован по следующей схеме. На первом этапе рассчитываются параметры потока в осесимметричной постановке первое приближение для определения условных толщин профильного пограничного слоя, которые вычисляются на основании коэффициента профильных потерь в плоской решетке профилей

$$\frac{\delta^{**}}{b} = \xi \frac{\sin \beta_1}{2\tau} \cdot \frac{1 - P}{1 - P} \frac{\bar{\lambda}_1}{\bar{\lambda}_2}. \quad (5)$$

Формпараметр пограничного слоя находится в соответствии с выражением

$$H = \frac{\delta^*}{\delta^{**}} = \left[1,35 + 0,9D^2 \left(\frac{\text{Re}}{3 \cdot 10^5} \right)^{1/6} \right] 1 + 0,3\lambda_2^2, \quad (6)$$

где D – фактор диффузорности по Либлейну.

Далее решаются уравнения движения по параметрам в ядре потока. При этом поток разбивается на элементарные струйки, площадь которых определяется как

$$\Delta F_i = z \Delta r_i t_i (1 - \delta_i^*). \quad (7)$$

На заключительном этапе производится осреднение параметров потока по шагу решетки. В целях исключения влияния концов лопаток течение рассматривается на среднем радиусе венца. Изменение же параметров вдоль высоты проточной части определяется в зависимости от шага решетки.

Заключение. Приведенные выше результаты свидетельствуют об исключительной важности учета аэродинамического и геометрического загромождения

дения потока в проточной части при разработке современных методов поверочного расчета осевых компрессоров. Это связано с тем, что довольно существенные расхождения в эпюрах осевой и окружной составляющих скорости C приводит к неточностям согласования ступеней как по высоте канала, так и вдоль проточной части, а также погрешностям определения границы вращающегося срыва.

Список использованных источников: 1. Жуковский М.И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашинах. - Л.: Машиностроение, 1967. – 327 с. 2. Сироткин Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин. - М.: Машиностроение, 1972. – 448 с. 3. Учет неосесимметричности течения в осевых турбомашинах/В.А. Коваль, Е.А. Ковалева, В.В. Романов, А.В. Скорцов//Вестник НТУ «ХПИ».-Сб. науч. Тр. «Технология в машиностроении» - №34. – 2008. - С. 35-40. 4. Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок / Б.П. Васильев, В.А. Коваль, В.В. Канаков и др. – Харьков: Контраст, 2005. – 375 с. 5. Дринг, Джослин. Моделирование течения в меридиональной плоскости осевых турбомашин // Энергетические машины и установки. – 1986. - №2. – С. 7-17. 6. Хириш, Дринг. Расчетные модели течения в турбомашинах при осреднении по массовому расходу и импульсу параметрах потока// Энергетические машины и установки. – 1988. - №3. – С. 38- 49. 7. Конвертирование авиационных двигателей в стационарные газотурбинные установки/ В.А. Коваль, В.В. Романов, Ю.М. Ануров, В.Е. Спицын, Е.А. Ковалева. – Харьков: Монограф, 2010. – 244 с. 8. Koval V.A.,Romanov V.V., Skvortsov A.V. Singularities aerodynamic finishing axial compressor of a gas turbine engine// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. №5. Kharkov. 2007. – P.63-67. 9. Обеспечение показателей надежности и ресурса ГТД стационарного применения / Ю.М. Ануров, В.А. Коваль, А.А. Халатов, В.Е. Спицын, В.В. Романов, А.И. Хоменко, Е.А. Ковалева – Харьков: Монограф, 2011. – 318 с.

Поступила в редколлегию 15.04.2011

Bibliography (transliterated): 1. Zhukovskij M.I. Ajerodinamicheskij raschet potoka v osevyh turbomashinah. - L.: Mashinostroenie, 1967. – 327 s. 2. Sirotkin Ja.A. Ajerodinamicheskij raschet lopatok osevyh turbomashin. - M.: Mashinostroenie, 1972. – 448 s. 3. Uchet neosesimmetrichnosti techenija v osevyh turbomashinah/V.A. Koval', E.A. Kovaleva, V.V. Romanov, A.V. Skvorcov//Vestnik NTU «HPI».-Sb. nauch. Tr. «Tehnologija v mashinostroenii» - №34. – 2008. - S. 35-40. 4. Osnovy proektirovanija gazoturbinnih dvigatelej i ustanovok / B.P. Vasil'ev, V.A. Koval', V.V. Kanakov i dr. – Har'kov: Kontrast, 2005. – 375 s. 5. Dring, Dzhoslin. Modelirovanie techenija v meridional'noj ploskosti osevyh turbomashin // Jenergeticheskie mashiny i ustanovki. – 1986. - №2. – S. 7-17. 6. Hirsh, Dring. Raschetnye modeli techenija v turbomashinah pri osrednenii po massovomu rashodu i impul'su parametrov potoka// Jenergeticheskie mashiny i ustanovki. – 1988. - №3. – S. 38- 49. 7. Konvertirovanie aviacionnyh dvigatelej v stacionarnye gazoturbinnye ustanovki/ V.A. Koval', V.V. Romanov, Ju.M. Anurov, V.E. Spicyn, E.A. Kovaleva. – Har'kov: Monograf, 2010. – 244 s. 8. Koval V.A.,Romanov V.V., Skvortsov A.V. Singularities aerodynamic finishing axial compressor of a gas turbine engine// Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. №5. Kharkov. 2007. – P.63-67. 9. Obespechenie pokazatelej nadezhnosti i resursa GTD stacionarnogo primeneniya / Ju.M. Anurov, V.A. Koval', A.A. Halatov, V.E. Spicyn, V.V. Romanov, A.I. Homenko, E.A. Kovaleva – Har'kov: Monograf, 2011. – 318 s.