

УДК 533.9

## РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАНСЗВУКОВОГО ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫМ МЕТОДОМ ИСКРИВЛЕННЫХ ЛИНИЙ ТОКА

© 2020 г. Ли Тао<sup>a,\*</sup>, У Ядун<sup>a</sup>, Оуян Хуа<sup>a</sup>

<sup>a</sup> School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China

\*E-mail: troylt@sjtu.edu.cn

Поступила в редакцию 14.12.2018 г.

После доработки 16.07.2019 г.

Принята к публикации 16.08.2019 г.

Представлен усовершенствованный метод искривленных линий тока для исследования течения и расчета характеристик трансзвукового осевого компрессора. Обсуждаются предыдущие модели для исследования влияния углов падения и отклонения потока и потерь полного давления. Многие полуэмпирические соотношения и аппроксимации основаны на экспериментах с двумерными решетками, что неизбежно приводит к различию между результатами расчетов и данными экспериментов, выполненными в реальных условиях, особенно в торцевых областях. Метод, используемый в настоящей работе, учитывает влияние торцов, определяемое как аэродинамическими, так и геометрическими параметрами, что приводит к более правильному расчету отклонения потока. Метод опробован на двух трансзвуковых осевых компрессорах, а именно, одноступенчатом компрессоре NASA Stage37 и двухступенчатом вентиляторе TP1493. Представлены характеристические кривые и распределения аэродинамических параметров в поперечном направлении при работе в расчетном и нерасчетном режимах. Полученные результаты находятся в удовлетворительном согласовании с экспериментальными данными. Предлагаемый прямоточный метод представляется надежным и удобным инструментом аэродинамического расчета и анализа трансзвуковых осевых компрессоров на стадии проектирования.

**Ключевые слова:** метод искривленных линий тока, осевой компрессор, потери, отклонение потока, трехмерные поправки

**DOI:** 10.31857/S0568528120010144

Осевой компрессор является одним из основных элементов современных газовых турбин. Знание характеристик компрессора и деталей течения в нем в широком диапазоне рабочих условий крайне важно для аэродинамического проектирования и оптимизации. Вычислительные подходы к проблеме компрессоров используют, главным образом, одномерный метод, прямоточный метод и трехмерное газодинамическое моделирование. Одномерный метод определяет общие характеристики работы компрессора без учета деталей течения. В работе [1], выполненной в пятидесятых годах прошлого века, была предложена общая прямоточная теория для поверхностей тока типа S1 и S2 в турбостроении, продолжением которой был анализ внутреннего трехмерного поля течения, включая подход, основанный на искривленности линий тока. В последующие несколько десятилетий развивались важные статистические модели, на основе которых выведены соотношения для углов падения и отклонения потока и потерь давления, которые и стали главным инструментом при анализе работы компрессоров. В прошедшем столетии также быстро развивались вычислительные методы [2], благодаря которым стало возможно исследовать поля течений на основе решения трехмерных уравнений Навье–Стокса, осредненных по Рейнольдсу (RANS). Однако на точность численных результатов оказывают влияние такие факторы, как качество сетки и модели турбулентности и перехода к ней. Для решения обратной задачи с начальными данными и оптимального проектирования турбин продолжает широко использоваться метод искривленных линий тока.

Точность этого метода зависит от моделей, описывающих отклонение потока и потери давления, а модель для угла входа представляет собой основу расчета. В работе [3] приведены экспериментальные данные и эмпирические соотношения для элементарных двумерных решеток. В

работе [4] опытные данные по углу отклонения потока обобщены в виде нескольких кривых, позволяющих определить эффекты геометрии решетки, аэродинамических параметров и условий на входе. В [5] получены соответствующие аппроксимационные зависимости в виде квадратных полиномов. В работах [6–9] выполнено большое количество исследований по потерям давления и предложены соответствующие модели, в которых общие потери представляются как комбинации ряда отдельных потерь, таких как потери на профилирование, потери в скачке и вторичные потери.

Поле течения современного трансзвукового компрессора включает в себя сложные явления, такие как переходы в пограничном слое, отрывы, взаимодействия ударных волн с пограничным слоем и другие неустойчивости течения. Наличие трудно предсказываемых трехмерных вязких эффектов приводит к некоторой неопределенности в окончательных результатах, особенно в окрестности торцов. В работе [10] предложены модели расчетного режима, описывающие влияние вторичного течения на угол отклонения потока в промежуточных ступенях дозвукового осевого компрессора. В [11] также предложены методы расчета влияния зазора между лопастями и корпусом в осевых турбомашинах. В работе [12] скомбинированы различные модели, описывающие эффекты зазора и торцов, и проведена валидация полученной суммарной модели. В течение всего времени в практике работы использовался метод искривленных линий тока [13–15].

Поперечное смешение во внутреннем поле течения приобретает все большее значение по мере того, как в современных осевых компрессорах проявляется тенденция к увеличению нагрузок при уменьшении отношения длины лопатки к хорде. В работах [16, 17] представлена модель поперечного смешения за счет турбулентной диффузии. Эта модель позволяет более точно описать характеристики внутреннего течения в поперечном направлении.

В настоящей работе представлен усовершенствованный метод искривленных линий тока, содержащий модели для углов входа и отклонения, потерь давления и поперечного смешения. В частности, если предыдущие модификации были, как правило, основаны лишь на геометрии лопатки, в настоящем подходе упор сделан на трехмерных и вязких эффектах. Рассчитаны два тестовых случая трансзвукового осевого компрессора для случая конфигураций Stage37 и TP1493; проведено сравнение результатов, полученных предложенным методом, с экспериментальными данными. Окончательный вывод состоит в том, что предложенный усовершенствованный метод искривленных линий тока в состоянии правильно описать характеристики течения в торцевых областях и дать надежные результаты для дальнейшего анализа.

## 1. ПРОТОЧНЫЙ МЕТОД

В методе искривленных линий тока предполагается, что внутреннее течение в осевом компрессоре стационарное, сжимаемое, адиабатическое и осесимметричное. Уравнения неразрывности, движения, энергии и состояния, записанные в дискретном виде, решаются на вычислительной сетке, построенной из поверхностей тока типа S2.

Узлы сетки определяются как пересечения линий тока и квазиортогональных вычислительных поверхностей, расположенных по краям лопастей и внутри межлопаточных проходов. Основные уравнения в меридиональной плоскости выводятся из уравнений Навье–Стокса. [18].

Уравнение для поперечного градиента скорости

$$\begin{aligned} W_m \frac{\partial W_m}{\partial l} = & \frac{\partial I}{\partial l} - T \frac{\partial s}{\partial l} - \frac{V_\theta r - \omega r^2}{r^2} \frac{\partial (V_\theta r)}{\partial l} - E_r \frac{\cos(\varphi + \lambda)}{\cos \varphi} + W_m \sin(\varphi + \lambda) \frac{\partial W_m}{\partial m} + \\ & + W_m^2 \cos(\varphi + \lambda) \frac{\partial \varphi}{\partial m} - \frac{\sin \lambda}{\cos \varphi} \left( \frac{\partial I}{\partial m} - T \frac{\partial s}{\partial m} \right) + \sin \lambda \frac{V_\theta r - \omega r^2}{r^2} \frac{d(V_\theta r)}{dz} + \\ & + \left( \frac{\cos(\varphi + \lambda)}{\cos \varphi} r E_\theta - W_m \cos(\varphi + \lambda) \frac{d(V_\theta r)}{dz} \right) \frac{F_r}{r F_\theta} \end{aligned} \quad (1.1)$$

Уравнение неразрывности

$$G = \int_{l_h}^{l_r} 2\pi r B \rho W_m \cos(\varphi + \lambda) dl \quad (1.2)$$

## 2. МОДЕЛИ ДЛЯ ПОТЕРЬ И ОТКЛОНЕНИЯ ПОТОКА

### 2.1. Угол входа потока

В настоящей работе принято соотношение работы [3] для угла входа, обеспечивающего минимальные потери. Эта величина зависит от многих геометрических параметров, таких как форма лопатки, ее изгиб, твердость и толщина; она нашла широкое применение благодаря своим удобствам и гибкости. В [19] выполнена модификация данного соотношения, позволяющая принять во внимание эффекты трехмерности и числа Рейнольдса. Соотношение имеет следующий вид

$$i^* = i_o + n\theta + i_{3D} = (K_i)_{sh} (K_i)_t (i_o)_{10} + n\theta + i_{3D} \quad (2.1)$$

Здесь  $(K_i)_{sh}$  – корреляционный фактор профиля лопатки, а  $(K_i)_t$  – корреляционный фактор максимальной толщины лопатки, отличающейся от 10%;  $(i_o)_{10}$  представляет собой угол входа для лопатки с нулевым изгибом и толщиной 10%,  $n$  – наклон зависимости угла входа от изгиба  $\theta$  и слагаемое  $i_{3D}$  определяет поправку на эффект трехмерности.

В работе [5] величины  $(K_i)_t$ ,  $(i_o)_{10}$  и  $n$  представлены в виде полиномов от угла входа потока, твердости и относительной максимальной толщины и одновременно введена поправка на число Маха. Этот метод может дать едва ли не идеальные результаты, в отличие от интерполяции по кривым.

### 2.2. Отклонение потока

Для определения угла отклонения потока использован метод работы [9], в котором разделены эффекты угла входа, меридиональной скорости и трехмерности течения

$$\delta = \delta^* + \delta_i + \delta_{3D} + \delta_{va} + \delta_{rev} \quad (2.2)$$

В работе [5] предложен метод расчета угла отклонения в расчетном режиме, модифицирующий исходное правило Картера посредством полинома

$$\delta_{Carter}^* = \frac{m_c}{\sigma^{0.5}} \theta \quad (2.3a)$$

$$\delta^* = -1.099379 + 3.0186\delta_{Carter}^* - 0.1988(\delta_{Carter}^*)^2 \quad (2.3b)$$

Здесь  $\delta_i$  – компонента, зависящая от действительного угла входа. В работе [4] имеющиеся данные обобщены в виде зависимостей от положения расчетной точки в поперечном направлении и некоторых аэродинамических параметров. В [5] предложены следующие соотношения

$$\frac{\delta_i - \delta^*}{\epsilon^*} = f(x), \quad x = \frac{i - i^*}{\epsilon^*}, \quad \epsilon^* = \theta - \delta^* + i^* \quad (2.4)$$

где  $\epsilon^*$  – опорное значение угла отклонения потока.

Далее,  $\delta_{va}$  – компонента, зависящая от относительной меридиональной скорости. Трубки тока сжимаются при прохождении через ряд лопаток, что приводит к росту меридиональной скорости, вносит дополнительную энергию в пограничный слой и препятствует отрыву. Используется следующее выражение, введенное в работе [20]

$$\delta_{va} = 10 \left( 1 - \frac{V_{m2}}{V_{m1}} \right) \quad (2.5)$$

Далее,  $\delta_{rev}$  – поправка на угол отклонения, обеспечивающая лучшую точность (в пределах  $\pm 2^\circ$ ); она связана с изгибом и деформацией лопаток при вращении с высокой скоростью.

Далее,  $\delta_{3D}$  – компонента, обусловленная трехмерностью течения; она учитывает взаимодействие вторичного течения и протечки через радиальный зазор. В целом вращение отбрасывает под действием центробежной силы жидкость в следе за лопаткой ротора в концевую область, что приводит к недокрутке потока. Наличие зазора между лопастями и корпусом увеличивает недокрутку вследствие аккумуляции жидкости с малой энергией. Напротив, отклонение в области втулки обычно проявляется как перекрутка потока. В статорах без зазоров градиент давления образует два главных вторичных вязких вихря, вращающиеся в направлении вверх и приводящие к недокрутке в окрестности торцов. Кроме того, величина этой компоненты убывает с ростом скорости потока вследствие возрастания сил инерции.

Соответственно поправка к отклонению потока зависит как от аэродинамических условий, так и от геометрии лопастей. В настоящей работе принят ряд новых соотношений, в которых фигурируют такие параметры, как изгиб лопасти, число Рейнольдса на входе, а также твердость и относительная высота лопасти

Для ротора имеем

$$\delta_{3D} = \frac{0.526\theta}{\sqrt{\text{Re}/10^5\sigma}} (1 - |6.667\bar{h} - 1|)^2 \quad (0 \leq \bar{h} \leq 0.3) \quad (2.6a)$$

$$\delta_{3D} = \frac{1.175\theta}{\sqrt{\text{Re}/10^5\sigma}} \left| 2\bar{h} - \frac{1}{\bar{h}} \right|^2 \quad (0.7 \leq \bar{h} \leq 1) \quad (2.6b)$$

Для статора

$$\delta_{3D} = \frac{0.368\theta}{\sqrt{\text{Re}/10^5\sigma}} (50\bar{h}^2 - 18.333\bar{h} + 1)^3 \quad (0 \leq \bar{h} \leq 0.3) \quad (2.7a)$$

$$\delta_{3D} = \frac{0.352\theta}{\sqrt{\text{Re}/10^5\sigma}} (50\bar{h}^2 - 81.667\bar{h} + 32.667)^2 \quad (0.7 \leq \bar{h} \leq 1) \quad (2.7b)$$

Величины  $\text{Re}$  и  $\bar{h}$  определены ниже. Кроме того, величина этой поправки должна быть ограничена значением  $6^\circ$ .

$$\text{Re} = \frac{\rho W_{inlet} c_{tip}}{\mu} \quad (2.8a)$$

$$\bar{h} = \frac{r - r_{hub}}{r_{tip} - r_{hub}} \quad (2.8b)$$

### 2.3. Потери полного давления

Коэффициент потерь полного давления при прохождении через решетку лопастей зависит от отношения суммарных давлений и изэнтропической эффективности компрессора. При заданном коэффициенте потерь полное давление и полная температура могут быть определены на выходе из решетки лопастей.

Потеря полного давления складывается из нескольких отдельных потерь, обусловленных различными механизмами. В настоящей работе используются соотношения, предложенные в работе [21]. Суммарная потеря давления выражается следующим образом

$$\varpi = f_{\text{Re}} \varpi_{prof} + \varpi_{sec} + \varpi_{sh} \quad (2.9)$$

Здесь  $\varpi_{prof}$ ,  $\varpi_{sec}$  и  $\varpi_{sh}$  — потери на профилирование, вторичные потери и потери в скачке, которые определяются ниже.

**2.3.1. Потери профилирования.** Потери на профилирование лопасти обычно зависят от диффузионного отношения или эквивалентного диффузионного отношения. Согласно [22], универсальная вычислительная процедура заключается в следующем. Сначала определяется эквивалентное диффузионное отношение  $D_{eq}$ , затем по статистической кривой вычисляется толщина потери импульса в следе  $\left(\frac{\theta}{c}\right)$  и, наконец, определяется потеря на профилирование лопасти. Хотя этот подход основан на данных для низкоскоростных двумерных решеток, основанные на нем результаты представляются удовлетворительными в широком диапазоне течений. Здесь будет использовано соотношение для фактора эквивалентной диффузии из работы [7], которое выведено с учетом зависимости от угла входа потока

$$D_{eq} = \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \left[ k_1 + k_2(i - i^*)^{k_3} + k_4 \frac{\cos^2 \beta_1}{\sigma} \left( \tan \beta_1 - \frac{r_2 V_{z2}}{r_1 V_{z1}} \tan \beta_2 - \frac{r_1 \omega}{V_z} \left( 1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right) \right] \quad (2.10a)$$

$$\left(\frac{\theta}{c}\right) = f(D_{eq}) \quad (2.10b)$$

$$\varpi_{prof} = 2\sigma \frac{\cos^2 \beta_1}{\cos^3 \beta_2} \left( \frac{\theta}{c} \right) \quad (2.10c)$$

Далее,  $f_{Re}$  – поправочный фактор, зависящий от числа Рейнольдса. В расчетном режиме  $i = i^*$  и  $D_{eq} = D_{eq}^*$ . В нерасчетном режиме

$$\left( \frac{\theta}{c} \right) - \left( \frac{\theta}{c} \right)^* = (0.827M_1' - 2.692M_1'^2 + 2.675M_1'^3)(D_{eq} - D_{eq}^*)^2 \quad D_{eq} > D_{eq}^* \quad (2.11a)$$

$$\left( \frac{\theta}{c} \right) - \left( \frac{\theta}{c} \right)^* = (2.80M_1' - 8.7M_1'^2 + 9.36M_1'^3)(D_{eq} - D_{eq}^*)^2 \quad D_{eq} < D_{eq}^* \quad (2.12b)$$

**2.3.2. Вторичные потери.** Вторичные потери складываются из потерь на вторичные течения и взаимодействия в торцевой области (протечки через радиальный зазор и вихри в окрестности втулки) между рядами лопастей и пограничным слоем. В работе [20] для расчета вторичных потерь использованы следующие соотношения, основанные на допущении о минимальных потерях

$$\varpi_{sec} = \varpi_{tip} + \varpi_{hub} \quad (2.12a)$$

$$\varpi_{tip} = \varpi_{min} T_{loss} \left( 2 \frac{r - r_{hub}}{r_{tip} - r_{hub}} - 1 \right)^3, \quad r > r_{mid} \quad (2.12b)$$

$$\varpi_{hub} = \varpi_{min} H_{loss} \left( 1 - 2 \frac{r - r_{hub}}{r_{tip} - r_{hub}} \right)^3, \quad r < r_{mid} \quad (2.12c)$$

**2.3.3. Потери в скачке.** Потери в скачке весьма важны при определении общих потерь. В случае трансзвуковых течений используется модель работы [23] ввиду простоты ее алгоритма. Сначала определяется угол поворота потока, а затем число Маха в точке взаимодействия нормально-го скачка с поверхностью подсоса лопасти рассчитывается итерациями с использованием функции Прандтля–Майера.

## 2.4. Поперечное смешение

В современных осевых компрессорах, особенно в их задних ступенях, необходимо принимать во внимание поперечное смешение основного потока и потока в торцевой области. В работах [16, 17] высказывается мнение, что турбулентная диффузия приводит к поперечному смешению импульса и теплоты и что они могут быть выражены через турбулентную вязкость  $\mu_t$  и турбулентную теплопроводность  $k_t$ . Величины  $\mu_t$  и  $k_t$  связаны с коэффициентом смешения  $\epsilon$  и турбулентным числом Рейнольдса. Последнее определяется следующим образом

$$Re_\epsilon = \frac{V_z L_z}{\epsilon} \quad (2.13)$$

Здесь  $V_z$  – осевая скорость, а  $L_z$  – длина по оси решетки лопастей, Величина  $\epsilon$  может быть определена заданием соответствующего значения  $Re_\epsilon$ . Кроме того, соответствующим образом должны быть подправлены члены, описывающие вязкие напряжения, в уравнениях [24].

## 3. ВАЛИДАЦИЯ

### 3.1. Одноступенчатый трансзвуковой компрессор

Рассматривается осевой трансзвуковой компрессор Stage37, спроектированный и опробованный для исследования рабочих характеристик лопастей с малым отношением длины лопасти к хорде. Геометрические данные для компрессора Stage37 приведены в документе NASA TP-1659 [25]. Рабочие и геометрические параметры в расчетном режиме приведены в табл. 1. Все расчеты были проведены с использованием авторской программы. Расчетная сетка в меридиональной плоскости показана на рис. 2; она состоит из 11 линий тока в радиальном направлении и 16 вычислительных поверхностей в осевом направлении.

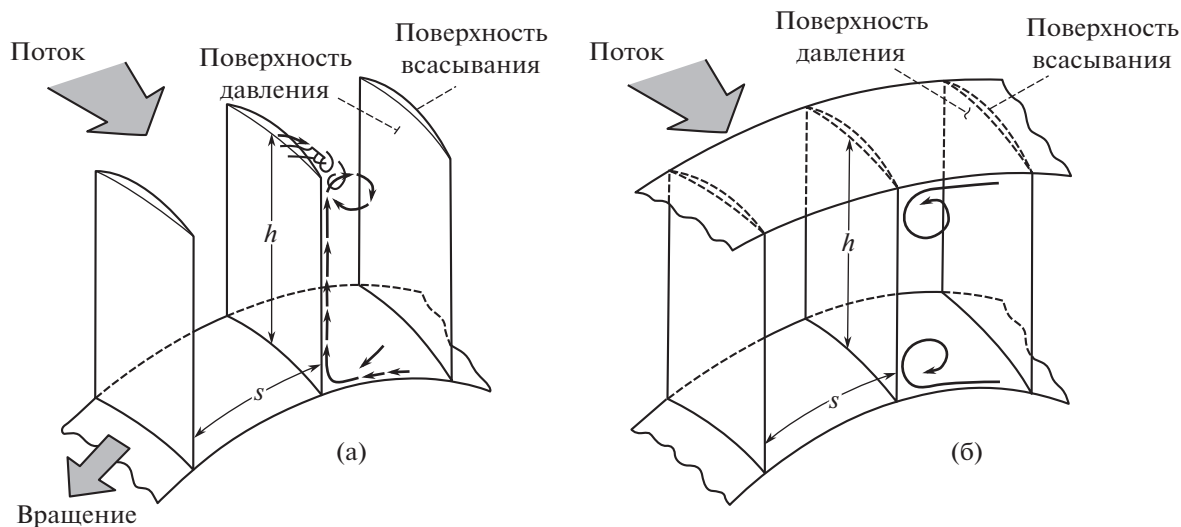


Рис. 1. (а) Поперечное течение в роторе [10]. (б) Схематическое изображение вязких торцевых вихрей в статоре [10].

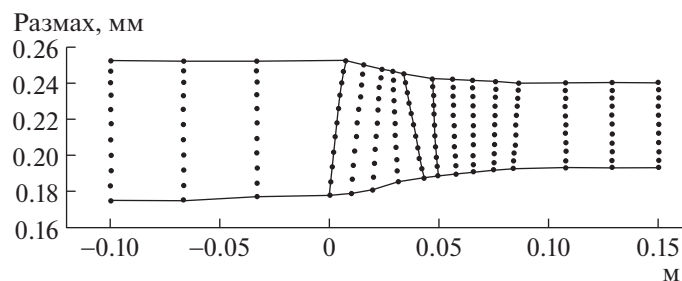


Рис. 2. Прямоточная расчетная сетка для компрессора Stage37.

Сначала проводится моделирование в расчетном режиме. На рис. 3а показано поперечное распределение угла отклонения ротора. Здесь надписи “Design” и “EXP(4182)” относятся к теоретическим значениям параметров в расчетном режиме и экспериментальным данным, полученным в рабочих условиях, близких к расчетным. Надписи “SLC\_3D” и “SLC” относятся к результатам расчетов, полученных с поправкой на трехмерное отклонение потока и без этой поправки. Как отмечено выше, экспериментальные данные показывают, что в окрестности конца лопасти имеет место недокрутка потока и на расстоянии примерно 0.2 от размаха, вблизи втулки возникает выступ. Очевидно, что расчетная кривая и кривая, полученная исходным методом искривленных линий тока (SLC – ИЛТ), меняются плавно в поперечном направлении, тогда как модифицированный метод ИЛТ воспроизводит характерные особенности данного распределе-

Таблица 1. Параметры компрессора Stage37 в расчетном режиме

| Параметр                       | Значение                      |
|--------------------------------|-------------------------------|
| Корректированный расход (кг/с) | 20.188                        |
| Число оборотов в мин.          | 17188.7                       |
| Отношение полных давлений      | 2.05                          |
| Адиабатическая эффективность   | 0.842                         |
| Число лопастей ротора          | 36                            |
| Число лопастей статора         | 46                            |
| Форма лопасти                  | Составлена из дуг окружностей |

**Таблица 2.** Параметры расчетного режима для TP1493

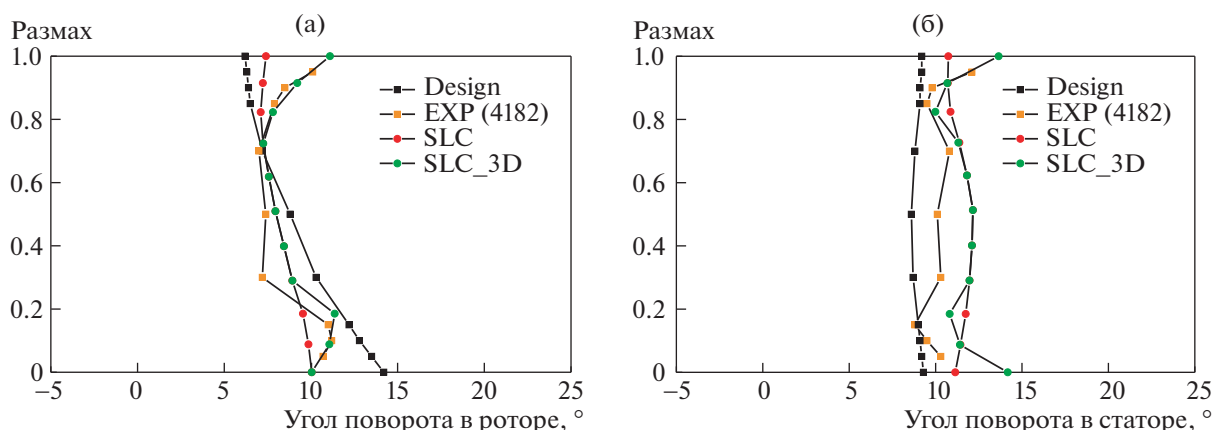
| Параметр                     | Значение |
|------------------------------|----------|
| Исправленный расход (кг/с)   | 33.248   |
| Число оборотов в минуту      | 16042.8  |
| Отношение полных давлений    | 2.399    |
| Отношение полных температур  | 1.334    |
| Адиабатическая эффективность | 0.849    |
| Втулочное отношение на входе | 0.375    |

ния и имеет, таким образом, лучшую точность. На рис. 3б сравниваются значения угла отклонения потока на выходе статора. Видно, что на экспериментальной кривой имеются два провала на расстояниях 0.15 и 0.85 от размаха, которые модифицированный метод ИЛТ воспроизводит, тогда как кривая, соответствующая расчетному режиму, и кривая, полученная исходным методом ИЛТ, практически постоянны от втулки до конца лопасти.

На рис. 4а и 4б представлены распределения коэффициента потерь в роторе и статоре соответственно. Для ротора результаты, полученные методом ИЛТ, хорошо согласуются с данными для расчетного режима и экспериментом в интервале от втулки до середины размаха, в то время как в концевой области лопасти расхождения существенны. Анализ показывает, что в последней области значительно возрастают потери, связанные с вторичным течением, но расчеты по методу ИЛТ недооценивают этот рост, что приводит к заниженному результату. Для статора результаты, полученные методом ИЛТ, также меньше экспериментальных данных. В целом потери в роторе и статоре, рассчитанные методом ИЛТ, занижены по сравнению с экспериментальными данными в концевой области, хотя и согласуются с последними в области до середины размаха.

Далее были выполнены вычисления в нерасчетном режиме. В выбранных для расчета рабочих условиях скорость составляла 70% от расчетной, а массовый поток был равен 15.44 кг/с. На рис. 5а представлено распределение угла отклонения в роторе. Видно, что результаты, полученные методом ИЛТ после внесения поправки на трехмерность, дают распределение этой величины, сходное с экспериментальным, причем максимальное расхождение имеет место на расстоянии примерно 0.7 от размаха лопасти и не превышает 3°. На рис. 5б приведены данные для отклонения потока в статоре, где результаты еще более удовлетворительны, особенно в области от втулки до середины размаха.

Важным критерием адекватности метода ИЛТ является правильное предсказание эффективности компрессора в различных условиях. Сравнение с экспериментальными данными было проведено при скоростях, составляющих 70, 90 и 100% от расчетной скорости (рис. 6, 7). При скорости, равной 100% от расчетной, метод ИЛТ завышает отношение давлений в области срыва



**Рис. 3.** (а) Угол отклонения в роторе для Stage37 (расчетный режим). (б) Угол отклонения в статоре для Stage37 (расчетный режим).

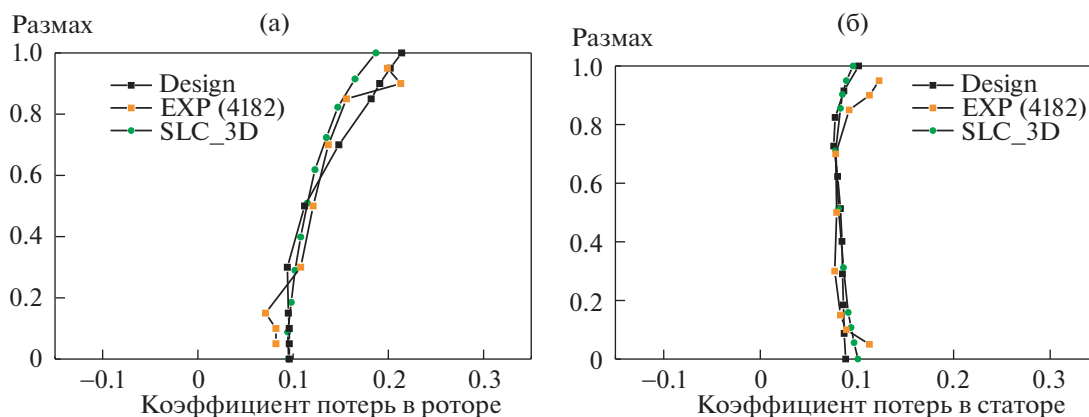


Рис. 4. (а) Коэффициент потерь в роторе для Stage 37 (расчетный режим). (б) Коэффициент потерь в статоре для Stage 37 (расчетный режим).

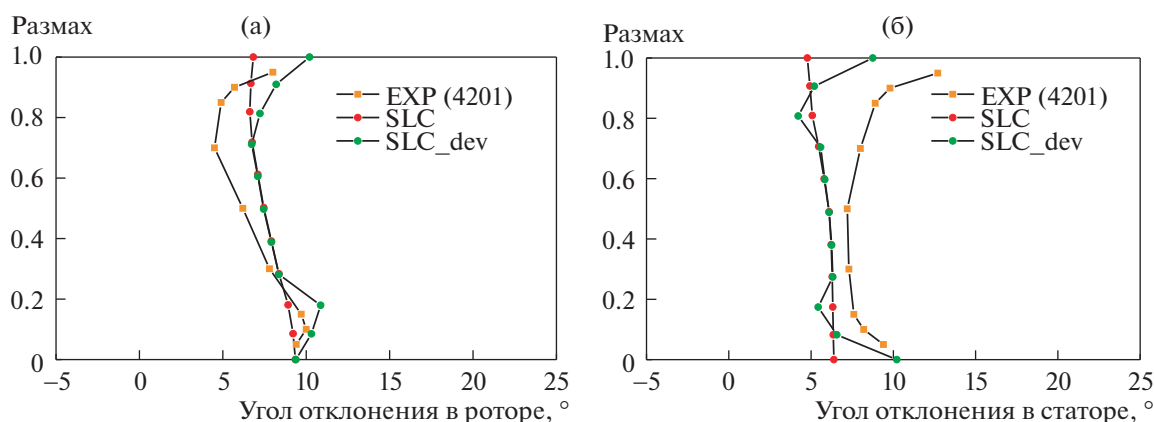


Рис. 5. (а) Угол отклонения потока в роторе для Stage37(70% от расчетной скорости). (б) Угол отклонения потока в статоре для Stage37(70% от расчетной скорости).

и записания потока. С уменьшением скорости вращения ошибка уменьшается. Оба рисунка показывают, что кривые для эффективности компрессора находятся в хорошем качественном и количественном соответствии с экспериментальными данными, демонстрируя адекватность модифицированного метода искривленных линий тока.

### 3.2. Двухступенчатый трансзвуковой вентилятор

Данный двухступенчатый вентилятор имеет лопасти малого удлинения; его подробные геометрические данные содержатся в технической заметке NASA № 1493 [26]. Параметры расчетного режима приведены в табл. 2.

Поскольку лопасти вентилятора относительно велики по сравнению с компрессором малого удлинения, вычислительная сетка в методе ИЛТ в меридиональной плоскости состояла из 17 линий тока в радиальном направлении и 30 вычислительных поверхностей в осевом направлении. Заметим, что метод корректировки угла отклонения в этом случае пригоден лишь для ряда лопастей статора на выходе. Применительно к рядам лопастей статора между ступенями он, как правило, дает неверные результаты.

Сначала проводились вычисления в расчетном режиме. На рис. 8 и 9 приведены поперечные распределения углов отклонения потока в роторе 1 и статоре 2. Данные на рис. 8 показывают, что усовершенствованный метод позволяет точно рассчитать требуемое поперечное распределение. Что касается статора, ошибка метода достаточно велика вдоль всего размаха, однако положение исправляется после введения поправки на трехмерность.

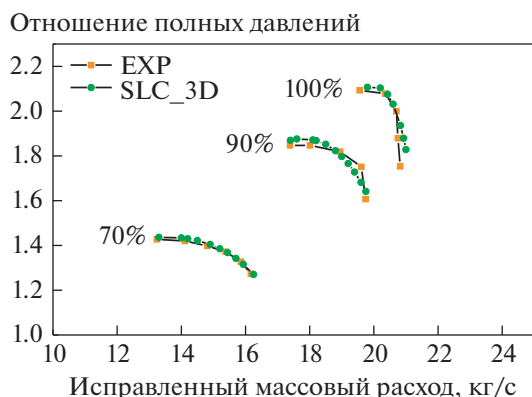


Рис. 6. Зависимость отношения давлений от массового расхода для Stage37.

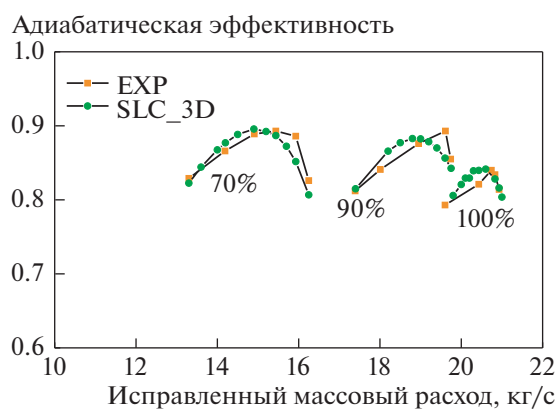


Рис. 7. Зависимость адиабатической эффективности от массового расхода для Stage37.

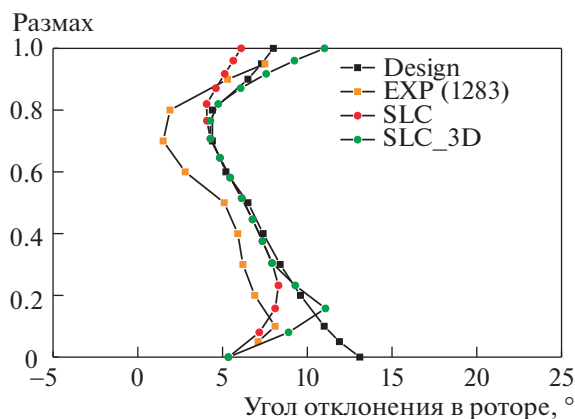


Рис. 8. Распределение угла отклонения в роторе 1 для TP1493 (расчетный режим).

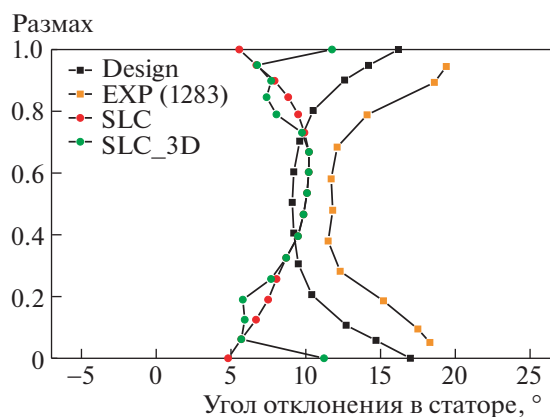


Рис. 9. Распределение угла отклонения в статоре 2 для TP1493 (расчетный режим).

В данной работе исследованы случаи со скоростями от 70 до 100% от расчетной скорости; проведено сравнение с экспериментальными данными. На рис. 10 приведены зависимости отношения полных давлений от исправленного массового расхода. Можно видеть, что результаты моделирования несколько меньше экспериментальных на левых концах кривых. Это связано с тем, что действительный угол входа отклоняется от значения, соответствующего минимальным потерям. В результате возрастают потери профилирования и уменьшается отношение давлений.

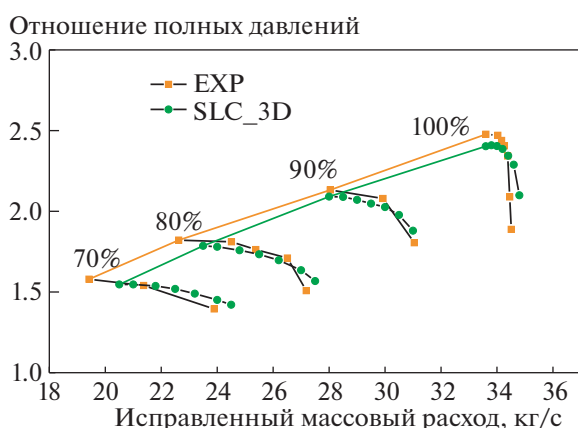


Рис. 10. Зависимость отношения давлений от исправленного массового расхода для ТР1493.

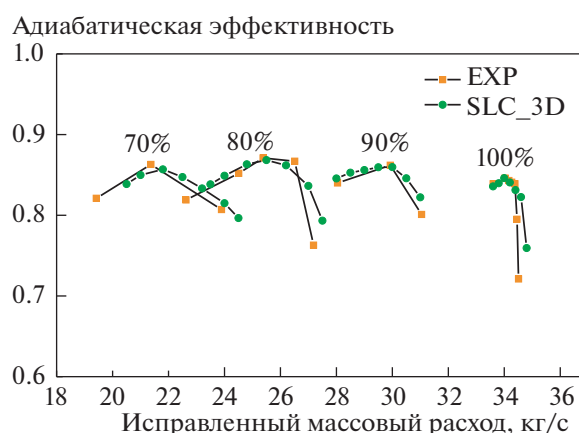


Рис. 11. Зависимость адиабатической эффективности от исправленного массового расхода для ТР1493.

С увеличением массового расхода, особенно при расчетной скорости, действительное отношение давлений должно было бы резко уменьшиться вплоть до заклинивания течения, тогда как предсказанное значение при всех скоростях оказывается несколько выше. Кроме того, помпажная линия слегка сдвигается вправо. На рис. 11 приведена зависимость адиабатической эффективности от исправленного массового расхода. В целом результаты вычислений находятся в хорошем соответствии с экспериментальными данными при всех рабочих условиях.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представлен усовершенствованный прямооточный метод расчета течения в трансзвуковом осевом компрессоре, основанный на искривленных линиях тока. Обсуждаются ранние модели для вычисления углов входа и отклонения потока и потерь в компрессоре, которые применены в предложенном методе. Течение в торцевой области обычно является довольно сложным, поскольку в нем присутствует взаимодействие с пограничным слоем, протечки и трехмерные эффекты. Это затрудняет получение реальных поперечных распределений угла отклонения потока и потерь. В работе предложены соотношения, определяющие подробные поправки на трехмерные эффекты; они включают некоторые геометрические параметры и число Рейнольдса, отвечающее за аэродинамические эффекты. Анализ одноступенчатого трансзвукового компрессора и двухступенчатого трансзвукового вентилятора проведен последовательно в расчетном и нерасчетном режимах. При учете поправки для отклонения потока вследствие трехмерных эффектов рассчитанные поперечные распределения аэродинамических параметров находятся в лучшем соответствии с экспериментальными данными. Окончательные результаты показывают, что предложенный метод позволяет быстро и точно рассчитать общую производительность и параметры течения в компрессоре.

Прямоточный метод остается основным инструментом на стадии предварительного проектирования. Метод искривленных линий тока, предложенный в работе, оказывается удобным инструментом аэродинамического проектирования и расчета производительности осевых компрессоров. Для применения данного усовершенствованного метода искривленных линий тока к многоступенчатым осевым компрессорам требуются дальнейшие исследования.

## ОБОЗНАЧЕНИЯ

Латинские символы (в системе единиц СИ)

|     |                                    |
|-----|------------------------------------|
| $a$ | Скорость звука                     |
| $A$ | Площадь                            |
| $B$ | Показатель твердости               |
| $B$ | Коэффициент загромождения лопастью |

|                   |                                                           |
|-------------------|-----------------------------------------------------------|
| $c$               | Хорда                                                     |
| $D$               | Диффузионное отношение                                    |
| $E$               | Напряжение трения                                         |
| $f$               | Поправочный множитель                                     |
| $G$               | Массовый расход                                           |
| $I$               | Угол падения                                              |
| $I$               | Ротальпия                                                 |
| $k$               | Отношение удельных теплоемкостей                          |
| $K$               | Поправочный множитель                                     |
| $L$               | Квазиортогональное направление                            |
| $m$               | Меридиональное направление                                |
| $M$               | Число Маха                                                |
| $t$               | Толщина лопатки                                           |
| $V$               | Абсолютная скорость                                       |
| $W$               | Относительная скорость                                    |
| Греческие символы |                                                           |
| $\beta$           | Относительный угол потока                                 |
| $\Gamma$          | Параметр циркуляции                                       |
| $\delta$          | Угол отклонения                                           |
| $\varepsilon$     | Угол поворота                                             |
| $\theta$          | Угол кривизны; толщина потери импульса в пограничном слое |
| $\lambda$         | Угол скольжения                                           |
| $\sigma$          | Энтропийная функция; твердость                            |
| $\varphi$         | Наклон линии тока                                         |
| $\omega$          | Скорость вращения                                         |
| $\varpi$          | Коэффициент потерь                                        |

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Wu C.H.* A general theory of three dimensional flow in subsonic or supersonic turbomachines of axial, -radial, -and mixed-flow type // NACA TN 2604. 1952.
2. *Denton J.D., Dawes W.N.* Computational fluid dynamics for turbomachinery design // Proc. Inst. Mech. Eng., Part C 2, 213, 1998.
3. *Center L., Johnsen I.A., Bullock R.O.* Aerodynamic design of axial-flow compressor // NASA-SP-36, 1965.
4. *Creveling H.F., Carmody R.H.* Axial flow compressor computer program for calculation off-design performance // NACA-CR-72427, 1968.
5. *Cetin M., Hirsch C., Serovy G.K.* Application of modified loss and deviation correlations to transonic axial compressors // AGARD-R-745, 1987.
6. *Schwenk F.C., Lewis G.W., Hartman M.J.* A preliminary analysis of the magnitude of shock losses in transonic compressors // NACA RM E57A30, 1957.
7. *Swan W.C.* A practical method of predicting transonic-compressor performance // J. Eng. Gas Turbines Power. 1961. V. 3. P. 83.
8. *Koch C.C., Smith L.H.* Loss sources and magnitudes in axial-flow compressors // ASME J. Eng. Power. 1976. July.
9. *Boyer.* An improved streamline curvature approach for off-design analysis of transonic compression systems // Blacksburg: Virginia Polytechnic Institute and State University, 2006.
10. *Roberts W.B., Serovy G.K., Sandercock D.M.* Modeling the 3-D flow effects on deviation angle for axial compressor middle stages // J. Eng. Gas Turbines Power. 1986. V. 108.
11. *Lakshminarayana B.* Methods of predicting the tip clearance effects in axial flow turbomachines // J. Basic Eng. 1970. V. 92.
12. *Banjac M., Petrovic M.V., Wiedermann A.* Secondary flows, endwall effects, and stall detection in axial compressor design // J. Turbomach, 2015. V. 137.

13. *Hu J.F., Ouyang H., Zhu X.C., Qiang X.Q., Du Zh.H.* An improved streamline curvature approach for transonic axial compressor performance prediction // *Proc. Inst. Mech. Eng., Part G* 5.225, 2011.
14. *Hu J.F., Zhu X.C., Ouyang H., Qiang X.Q., Du Zh.H.* Performance prediction of transonic axial compressor based on streamline curvature method // *J. Mech. Sci. Technol.* 2011. V. 25. № 12.
15. *Li B., Gu C.W., Li X.T., et al.* Development and application of a throughflow method for high-loaded axial flow compressors // *Sci. China: Technol. Sci.* 2016. V. 1. P. 59.
16. *Gallimore S.J., Cumpsty N.A.* Spanwise mixing in multi-stage axial flow compressor: Part I // *ASME Paper* 86-GT-20, 1986.
17. *Gallimore S.J., Cumpsty N.A.* Spanwise mixing in multi-stage axial flow compressor: Part II // *ASME Paper* 86-GT-21, 1986.
18. *Zhu F.Y.* Through flow numerical calculation of multi-stage axial flow compressor considering spanwise mixing." *Gongcheng Rewuli Xuebao* 1989. V. 10. № 3.
19. *Petrovic M.V., Wiedermann A., Banjac M.B.* Development and validation of a new universal through flow method for axial compressor // *ASME Paper* GT-59938, 2009.
20. *Hearsey R.M.* Program HT0300 NASA 1994 Version, No. D6-81569TN, The Boeing Company, 1994.
21. *Pachidis V.A.* Gas turbine advanced performance simulation // *Cranfield University*, 2006.
22. *Lieblein S.* Analysis of experimental low-speed loss and stall characteristics of two-dimensional compressor blade cascades // *NASA RM* E57A28, 1957.
23. *Miller G.R., Lewis G.W., Hartmann M.J.* Shock losses in transonic compressor blade rows // *ASME J. Eng. Power.* 1961. July.
24. *Yao J.X.* Research on aerodynamic design method of axial flow compressor // *Chinese Xi'an: Northwestern Polytechnical University*, 1992.
25. *Royce D.M., Lonnie R.* Performance of single-stage axial-flow transonic compressor with rotor and stator aspect ratios of 1.19 and 1.26, respectively, and with design pressure ratio of 2.05 // *NASA-TP*-1659, 1980.
26. *Urasek D.C., Gorell W.T., Cunnann W.S.* Performance of two-stage fan having low-aspect-ratio, first stage rotor blading // *NASA Technical Paper* 1493, 1979.

*Перевод М.Г. Лебедева*

## Performance Prediction of Transonic Axial Compressors Using Improved Streamline Curvature Approach

Li Tao<sup>1, #</sup>, Wu Yadong<sup>1</sup>, and Ouyang Hua<sup>1</sup>

<sup>1</sup> *School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, China*

**Abstract**—This paper describes an improved streamline curvature approach (SLC) to the flow field analysis and performance prediction of transonic axial compressor. The previous research concerning the incidence angle, deviation angle and total pressure loss models are discussed respectively. Many semi-empirical correlations and curve fits were based on two-dimensional cascade experiments, resulting in evident difference between calculated results and actual experimental data, especially at end-wall regions. The approach in this study makes improvement embodied mainly in the deviation revision taking into account the endwall effect, which acts as the combination of aerodynamic and geometry parameters. The program is applied to predict the performance of two transonic axial compressors, a single-stage compressor NASA Stage37 and a two-stage fan TP1493. The characteristic curves and spanwise aerodynamic parameters distribution at design and off-design conditions are illustrated then. Moreover, the results acquire satisfactory precision compared with experimental data. This through-flow method is verified as an reliable and applicable tool for aerodynamic design and analysis of transonic axial compressors during the design stage.

**Keywords:** streamline curvature approach, axial compressor, deviation angle, loss, three-dimensional revision