

---

---

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,  
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ  
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

---

---

**ВЛИЯНИЕ ВХОДНОЙ РАДИАЛЬНОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ  
ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ НА РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТЕРЬ  
В СОПЛОВОЙ ЛОПАТКЕ ТУРБИНЫ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ**

© 2024 г. А. В. Грановский<sup>а</sup>, \*, И. В. Афанасьев<sup>а</sup>, Л. И. Бекренева<sup>а</sup>

<sup>а</sup>ОКБ им. А. Люльки, ул. Касаткина, д. 13, стр. 8, Москва, 129301 Россия

\*e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru

Поступила в редакцию 22.01.2024 г.

После доработки 24.04.2024 г.

Принята к публикации 25.04.2024 г.

В процессе проектирования турбинных венцов в качестве граничных условий часто используют распределения параметров потока, полученные на основе расчетных или экспериментальных данных, которые могут значительно отличаться от условий работы реальной турбины. Такое различие в граничных условиях может приводить к неточности в предсказании характеристик всей турбины. В многоступенчатых газовых турбинах вторая ступень работает под действием входных условий, которые генерируются охлаждаемой и трансзвуковой первой ступенью. Поэтому радиальные распределения параметров потока на входе в следующую ступень являются существенно неравномерными. Это может приводить к повышенным суммарным потерям, включая вторичные потери. В данной работе исследуется влияние степени неравномерности входных параметров потока на структуру вторичных течений в пределах сопловой лопатки турбины низкого давления (ТНД). В частности, в результате расчетных и экспериментальных исследований было установлено, что значительная радиальная неравномерность параметров потока (особенно полного давления) на входе в лопаточный аппарат может приводить к существенной радиальной миграции потока около выпуклой поверхности лопаточного венца в вихревых зонах в приторцевых областях проточной части. В этих случаях при использовании стандартной процедуры осреднения параметров потока и обработки данных как численных, так и экспериментальных исследований в зависимости от степени входной неравномерности потока могут появляться зоны с физически некорректными значениями параметров в приторцевых областях, где наиболее сильно проявляется влияние вихревых течений. В частности, могут возникать узкие области на периферии и у втулки, где местное полное давление на выходе превышает полное давление на входе. Такой результат обработки расчетных данных формально приводит к “отрицательным” значениям в радиальных распределениях коэффициента потерь на этих участках (“мнимым” потерям). Показано, как перепроектирование венцов вперёдстоящей турбины высокого давления (ТВД) позволяет уменьшить неравномерность параметров и повысить эффективность ТНД.

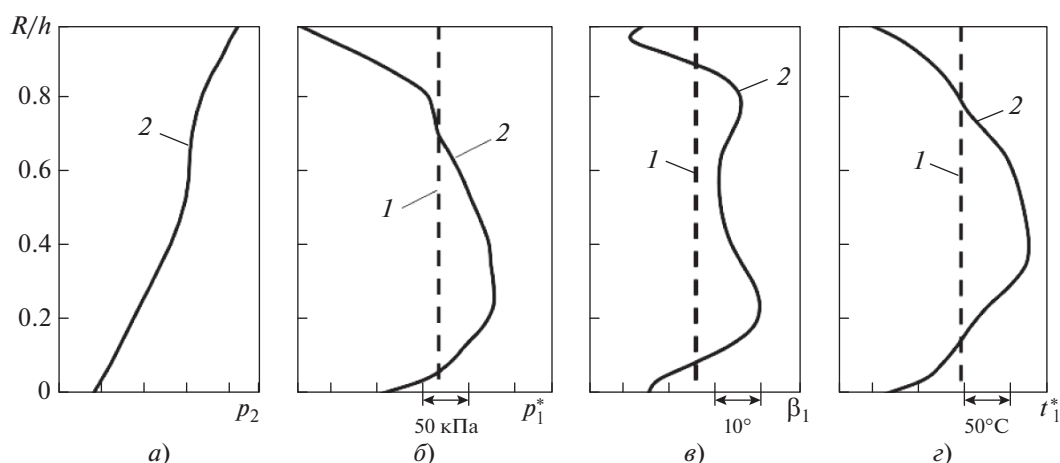
*Ключевые слова:* неравномерность входных граничных условий, сопловая лопатка турбины низкого давления, вторичные течения и потери, приторцевые зоны, миграция частиц потока, межлопаточный канал

**DOI:** 10.56304/S004036362470036X

Структура потока в сопловой лопатке ТНД строго зависит от структуры потока, который формируется вперёдстоящей ТВД. Например, радиальные распределения полного давления и угла потока являются неравномерными и это влияет на структуру потока в ТНД. В своей предыдущей статье [1] авторы отмечали, что интенсивность вторичных течений в значительной мере связана с радиальной степенью неравномерности осредненного в окружном направлении полного давления  $p_1^*$  на входе в сопловый венец второй ступени. В частности, было продемонстрирова-

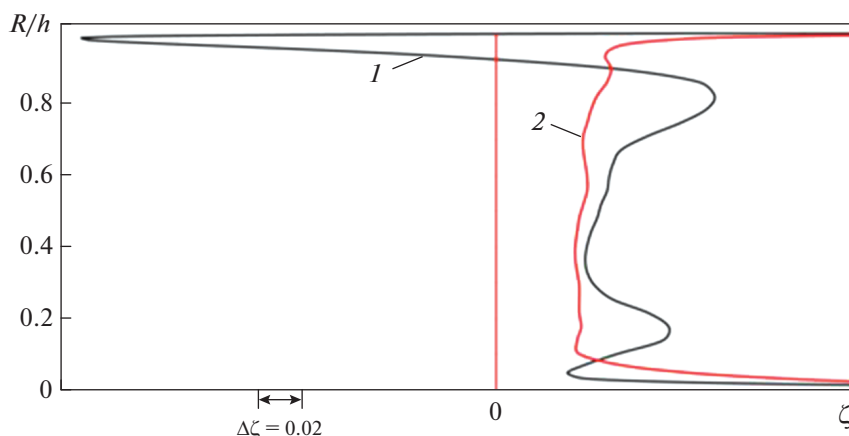
но, как уменьшить влияние входной неравномерности на вторичные течения и вторичные потери путем изменения формы сопловой лопатки ТНД. В данной статье авторы делают акцент на исследовании влияния входной неравномерности полного давления на структуру потока и потери в сопловой лопатке ТНД.

На рис. 1 показаны осредненные в окружном направлении радиальные распределения параметров потока, которые являются граничными условиями для расчетных исследований сопловой лопатки турбины низкого давления как



**Рис. 1.** Равномерные (1) и неравномерные (2) граничные условия для проведения расчетов.

*a* — статическое давление на выходе из сопловой лопатки  $p_2$ ; *б* — полное давление на входе в сопловую лопатку  $p_1^*$ ; *в* — угол потока на входе  $\beta_1$ ; *г* — полная температура на входе в сопловую лопатку  $t_1^*$



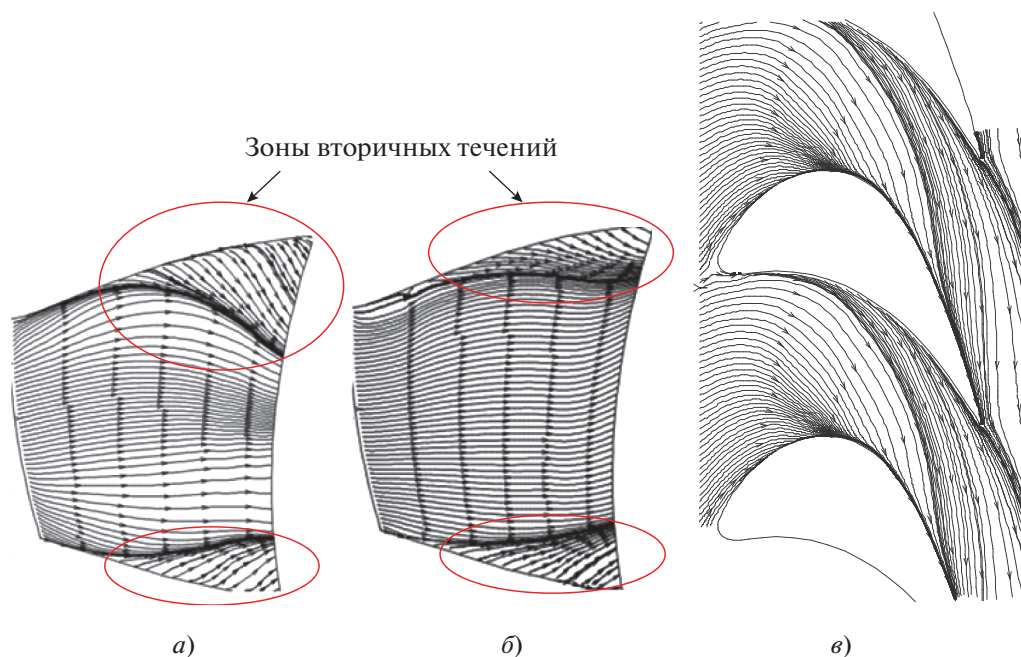
**Рис. 2.** Радиальные распределения коэффициента потерь энергии  $\zeta$  для неравномерных (1) и равномерных (2) граничных условий на входе в венец

функции относительного радиуса  $R/h$  (здесь  $R$  — радиус от оси турбины;  $h$  — высота лопатки по выходной кромке). На этом же рисунке штриховыми линиями обозначены равномерные распределения параметров по высоте сопловой лопатки, которые являются средними значениями радиальных эпюр параметров потока, осредненных в окружном направлении.

На рис. 2 показаны распределения коэффициента потерь в сопловой лопатке при неравномерном и равномерном распределении полного давления на входе в венец, полученные при использовании одинаковой для обоих типов граничных условий стандартной процедуры обработки численных результатов, проведенной по программе 3D NS. На рисунке видно, что в узкой области на периферии в пределах высоты лопатки 10% при задании неравномерного давления на

входе в лопатку возникла зона с “мнимыми” потерями.

На рис. 3 демонстрируется, что при неравномерном и равномерном распределении полного давления на входе в венец характер обтекания выпуклой поверхности сопловой лопатки различный. В частности, видно, что зоны вторичных течений на выпуклой поверхности при неравномерном полном давлении на входе значительно больше, чем при равномерном полном давлении на входе. Это указывает на увеличение вихревых зон около торцевых поверхностей, в которых происходит перемешивание частиц основного потока с частицами потока, перетекающего от вогнутой поверхности на выпуклую, что вызывает радиальную миграцию частиц потока от торцов к середине лопатки. При такой миграции частиц потока стандартная процедура обработки как числен-



**Рис. 3.** Распределение линий тока в сопловой лопатке турбины низкого давления на выпуклой поверхности (а, б) и периферии (в) при неравномерных (а, в) и равномерных (б) граничных условиях на входе в венец

ных, так и экспериментальных данных, основанная на сопоставлении параметров потока на сходственных относительных радиусах на входе в венец и выходе из него, может приводить к получению физически некорректных результатов, когда в приторцевых зонах возникают участки, в которых значения полного давления на выходе из соплового венца  $p_2^*$  превышают значения полного давления на входе в него  $p_1^*$ , т.е.  $p_1^* < p_2^*$ . При этом значения потерь на этом участке становятся “мнимыми”. Авторы сознательно публикуют эти выводы, чтобы показать, при каких сочетаниях граничных условий при привычной и удобной процедуре обработки результатов расчета могут появиться физически некорректные значения коэффициентов потерь вне зависимости от того, какие формулы использовались для их определения.

Анализ литературных данных показал, что с подобным феноменом сталкивались и другие исследователи. Так, в работе [2] отмечается, что формирование вторичных течений при неравномерном потоке на входе в сопловую лопатку ТНД после рабочего колеса ТВД существенно отличается от картины течения на выпуклой поверхности при равномерном потоке на входе. В частности, показано, что результаты расчетов при возникновении сильного радиального градиента давления на выпуклой поверхности сопловой лопатки подтверждаются визуализацией потока в эксперименте.

В работе [3] при экспериментальных исследованиях полуторной ступени коэффициент потерь на периферии в пределах высоты сопловой лопатки 10% принимал значения меньше нуля. Авторы полагали, что это вызвано влиянием на показания пятиточечного насадка, который находился на периферии проточной части внутри сильно завихренной протечки через радиальный зазор рабочей лопатки впереди стоящей ступени, и значительной нестационарностью потока в этой области проточной части.

В [4] при экспериментальном исследовании четырехступенчатой турбины при измерении полных давлений перед четвертым сопловым аппаратом в верхней половине проточной части и после него полное давление на выходе  $p_2^*$  было больше, чем полное давление на входе ( $p_1^* < p_2^*$ ).

В работе [5] при расчетном исследовании паровой турбины было установлено, что в третьей ступени коэффициент потерь, полученный в CFD-расчетах, принимает отрицательные значения в периферийной части лопатки. Интересно, что авторы определяли коэффициент потерь полного давления и энтропийный коэффициент потерь, значения которых различались, но в периферийной области они были отрицательными.

В [6] также при экспериментальных исследованиях полуторной ступени обнаружили, что коэффициент потерь полного давления во втором сопловом аппарате принимает отрицательные

значения в области от середины лопатки до периферии. Авторы предположили, что это происходило вследствие значительного раскрытия меридиональной проточной части ТВД, которая сформировала сложную вихревую систему перед сопловой лопаткой следующей ступени.

В [7] при расчетном исследовании промышленной паровой турбины была зафиксирована тонкая зона в периферийной части, в которой коэффициент потерь полного давления становился отрицательным. В работе [8] при сравнении различных вариантов проектирования венцов во втулочной области выявили, что из-за вихревой структуры потока на входе существовали отрицательные потери на высоте 0–13%. Аналогичная ситуация с отрицательными потерями наблюдалась в работах [9, 10].

Таким образом, приведенные примеры свидетельствуют о том, что сложная вихревая структура формируется уже в первой ступени и на выходе из нее. И эта вихревая структура создает существенно неравномерный поток перед сопловой лопаткой ТНД и влияет на структуру потока в ней.

В целом, такая вихревая система может состоять из вихрей различного типа в зависимости от конструкции и режима работы ступени. В [11] исследовалось влияние входных условий на вторичные течения и соответствующие потери. В этой работе авторы изучили влияние структуры пограничных слоев на входе на формирование вихревых структур около стенок в межлопаточном канале.

Однако ни в одной из перечисленных работ авторы не попытались наглядно продемонстрировать причину возникновения отрицательных (“мнимых”) потерь при обработке экспериментальных и расчетных данных. В некоторых статьях авторы просто игнорировали или замалчивали факт появления таких потерь, ограничивая ось абсцисс значениями потерь равными нулю.

Обычно радиальное распределение параметров потока получают при их осреднении в окружном направлении. В данной работе анализируется влияние неравномерного радиального распределения полного давления на входе с сопловую лопатку ТНД на радиальное распределение потерь в этой лопатке. Также демонстрируется возможность перепроектирования венцов впереди стоящей ТВД с целью снизить степень радиальной неравномерности параметров на входе в сопловую лопатку ТНД, чтобы избежать появления “мнимых” потерь около внешней и внутренней поверхностей проточной части.

## МЕТОДИКА РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ

Трехмерный расчет изолированного венца осуществляется методом установления нестационарной системы уравнений Навье – Стокса по времени путем ее численного интегрирования совместно с двухпараметрической дифференциальной моделью турбулентности типа  $q-\omega$  по неявной монотонной схеме Годунова повышенной точности [12].

Осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье – Стокса (RANS), замкнутые двумя дифференциальными уравнениями модели турбулентности  $q-\omega$ , записываются в консервативной форме в произвольной криволинейной системе координат. В качестве модели турбулентности для определения коэффициента турбулентной вязкости  $\nu_t$  [13] в уравнениях Навье – Стокса используется модель  $q-\omega$  [14]. Эта модель отличается от широко известной модели  $k-\varepsilon$  заменой переменных  $q = \sqrt{k}$ ,  $\omega = \varepsilon/k$ , что позволяет устранить особенность типа 1/0 на контуре профиля в уравнении для диссипации турбулентности  $\varepsilon$ . На входе в венец задаются интенсивность турбулентности  $Tu$  и масштаб турбулентности  $Lu$  набегающего потока. По этим параметрам находятся граничные условия для уравнений модели турбулентности [14]

$$q = \sqrt{\frac{3}{2}} TuU; \quad \omega = \sqrt{\frac{3}{2}} TuU/Lu, \quad (1)$$

где  $U$  – средняя скорость набегающего потока.

Коэффициент турбулентной вязкости  $\nu_t$  вычисляется с помощью параметров турбулентности  $q-\omega$  по соотношению Колмогорова

$$\nu_t = 0.09 f_n q^2 / \omega. \quad (2)$$

Для учета пристеночных эффектов в области низких чисел Рейнольдса в соотношение введена демпфирующая функция

$$f_n = 1.0 - \exp(-0.0065 Re_t),$$

где  $Re_t = qn/\nu_t$  – турбулентное число Рейнольдса по расстоянию  $n$  от точки  $(x, y, z)$  в потоке газа до ближайшей точки на контуре профиля решетки [15].

Для решения системы уравнений Навье – Стокса используется неявная первого порядка точности процедура интегрирования по времени для этих уравнений, записанных в дельта-форме. При вычислении конвективных потоков через границы ячеек в правой части неявного оператора используются процедура распада произвольного разрыва и кусочно-параболическое распределение характеристических переменных по ячейкам, подчиненное условиям монотонности, что дает третий порядок аппроксимации по про-

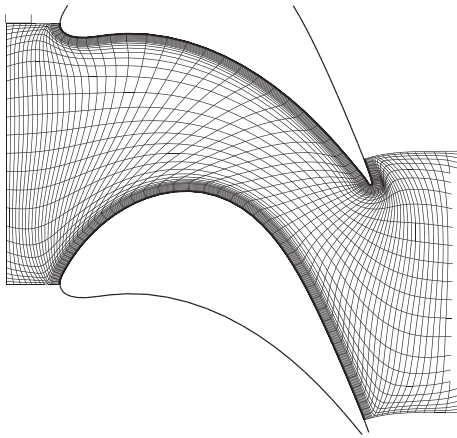


Рис. 4. Вид О–Н-сетки на среднем диаметре проточной части турбины

странству на равномерной сетке и в конечном итоге обеспечивает высокую точность решения.

Производные в вязких членах аппроксимируются центральными разностями со вторым порядком точности. Обращение неявного оператора осуществляется с учетом локальной структуры потока путем анализа собственных значений матриц Якоби. Выполняются диагонализация и расщепление этих матриц на положительные и отрицательные составляющие. Граничные условия реализуются в неявном виде. Для ускорения сходимости к стационарному решению неявный оператор записывается в нефакторизованном виде. Для его обращения применяется итерационный метод Гаусса – Зейделя. Использование специального вида комбинированной расчетной сетки типа О–Н (рис. 4), близкой к ортогональ-

ной в большей части расчетной области и являющейся периодической перед венцом и за ним, позволяет значительно повысить точность расчетов и обеспечить учет особенностей структуры потока, таких как скачки уплотнения, отрывные зоны и т.д.

### РАСЧЕТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ СОПЛОВОЙ ЛОПАТКИ

При расчете в качестве исходных данных в 20 точках по радиусу задаются следующие параметры:

на входе в сопловую лопатку:

радиус  $R_1$ ;

радиальная составляющая угла входа  $\alpha_r$ ;

угол потока  $\alpha_w$ ;

полная температура  $t_1^*$ ;

полное давление  $p_1^*$ ;

на выходе из сопловой лопатки:

радиус  $R_2$ ;

статическое давление  $p_2$ ;

показатель адиабаты  $k$ ;

газовая постоянная  $R$ ;

интенсивность турбулентности на входе в решетку  $Tu$ ;

масштаб турбулентности  $Lu$ .

Учитывая большой разброс в определении масштабов турбулентности, отмеченный в литературных источниках, а также используя опыт сопоставления расчетных и экспериментальных данных при исследовании плоских решеток [16], авторы настоящей работы приняли  $Tu = 6\text{--}8\%$ ,  $Lu = 2\text{--}4\%$ .

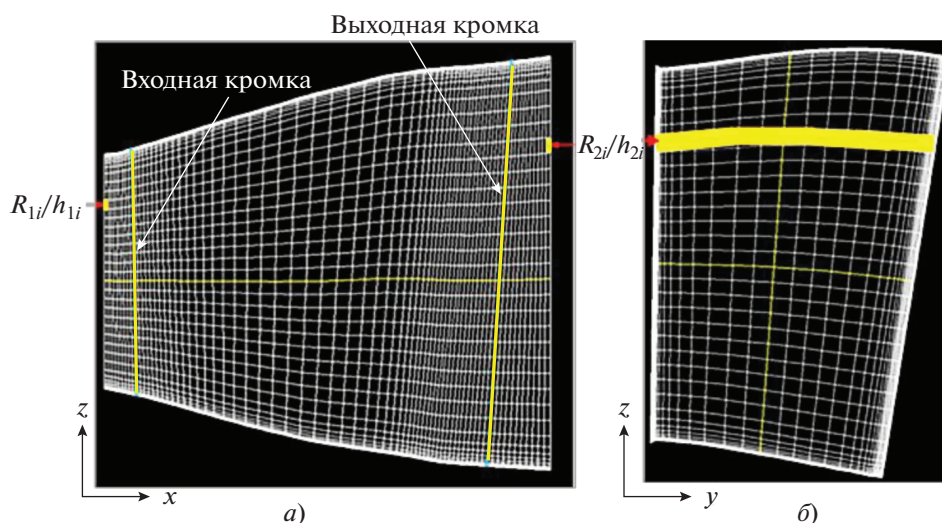
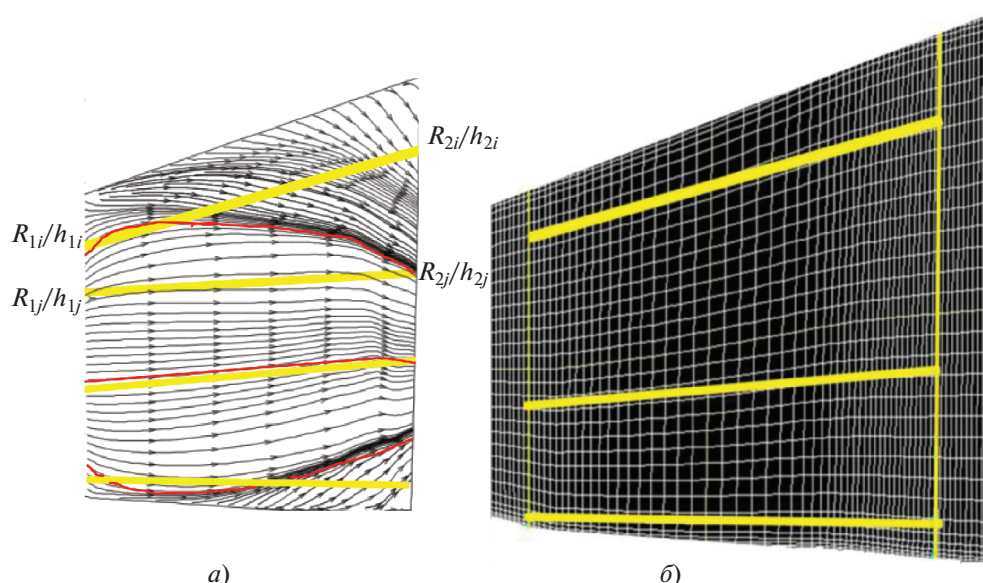


Рис. 5. Проекция сеточной области  $xz$  (а) и  $yz$  (б) с иллюстрацией сеточного слоя для осреднения данных



**Рис. 6.** Взаимное расположение линий тока (а) и слоев расчетной сетки (б) на выпуклой поверхности сопловой лопатки

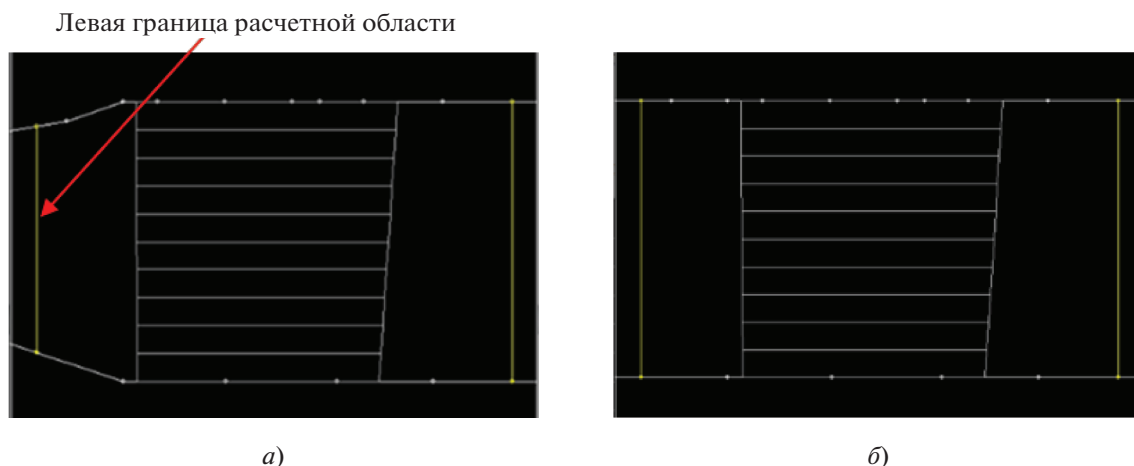
Стандартная процедура обработки результатов как физических, так и численных экспериментов включает в себя осреднение параметров потока перед турбинным венцом и за ним. В частности, чтобы рассчитать радиальное распределение полного давления, проводится осреднение в окружном направлении в пределах шага венца и слоев расчетной сетки на определенном относительном радиусе  $R_i/h_i$  (рис. 5). Результаты расчета параметров потока по программе 3D NS содержатся в ячейках расчетной сетки, и их изменение можно рассматривать вдоль сеточных слоев. Сеточные слои в пределах расчетной области можно интерпретировать как разбиение ее на струйки тока.

Осреднение полного давления  $p^*$  на границах расчетной области проводилось по расходу [17]. Таким образом определялись осредненные значения полного давления на аналогичных относительных радиусах перед венцом (слой  $R_{1i}/h_{1i}$ ) и за ним (слой  $R_{2i}/h_{2i}$ ), где  $i$  изменяется от 0 до  $m$  ( $m$  — количество слоев расчетной сетки в направлении вертикальной оси  $z$ ). При этом сложная вихревая структура потока около поверхностей проточной части у втулки и на периферии, вызванная существенной радиальной неравномерностью полного давления на входе в сопловую лопатку ТНД, может приводить к миграции части потока с одного относительного радиуса сеточного слоя на левой границе расчетной области к относительному радиусу сеточного слоя на ее правой границе с другим его значением. На рис. 6 в качестве примера показано взаимное расположение слоев расчетной сетки и линий тока на выпуклой по-

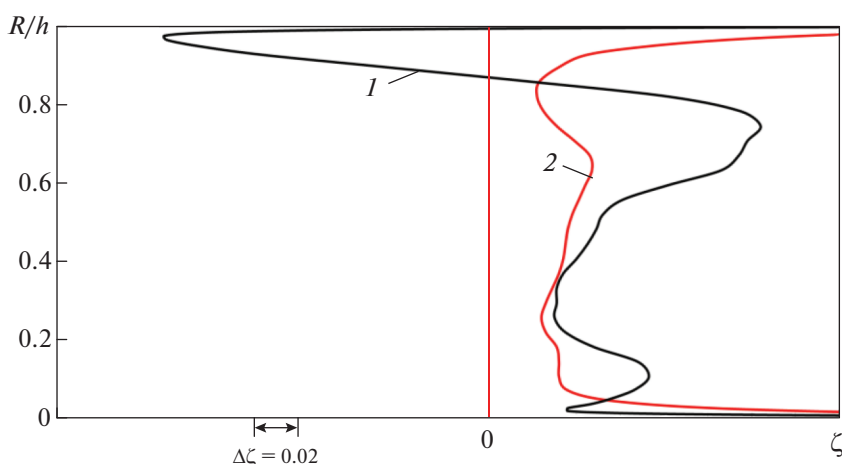
верхности лопатки. Видно, что вследствие большого отклонения линий тока на периферии от расположения сеточных слоев, по существу, сравниваются различные и не связанные между собой элементы потока.

Таким образом, в результате сильной радиальной миграции линий тока в интенсивно завихренном вторичном течении внутри межлопаточного канала происходит весьма заметное смещение линий тока на правой границе расчетной области от их первоначальной локализации на ее левой границе. Значения параметров потока на левой границе, локализованных при  $R_i/h_i$ , попадают на правой границе на другой относительный радиус  $R_i/h_i$ , где  $i \neq j$ . И, как следствие, значение осредненного полного давления на выходе  $p_2^*$  на каком-либо относительном радиусе может превышать осредненное полное давление на входе  $p_1^*$ , определенное на относительном радиусе, имеющем сходное значение. При этом сопоставление значений полного давления на левой и правой границах расчетной области на сходственных относительных радиусах  $R/h$  при расчете коэффициента потерь приводит к получению физически некорректных результатов, т.е. к “мнимым” потерям.

Корректно определить значения полного давления на границах расчетной области можно, по-видимому, путем отслеживания траекторий частиц потока (подход Лагранжа) внутри межлопаточного канала от вогнутой поверхности вдоль торцевых поверхностей на периферии и



**Рис. 7.** Расчетная область для цилиндрической сопловой лопатки ТНД.  
а – версия “а”; б – версия “б”



**Рис. 8.** Радиальное распределение коэффициента потерь для цилиндрической сопловой лопатки ТНД в версии “а” при неравномерных (1) и равномерных (2) граничных условиях

втулке и дальше на выпуклой поверхности в зонах вторичных течений.

Чтобы исключить влияние меридионального раскрытия сопловой лопатки ТНД на формирование вторичных течений, были исследованы две версии цилиндрической сопловой лопатки, которые имели примерно такую же пропускную способность, что и рассматриваемая сопловая лопатка ТНД. Все расчеты проводились при тех же неравномерных и равномерных граничных условиях, приведенных на рис. 1:

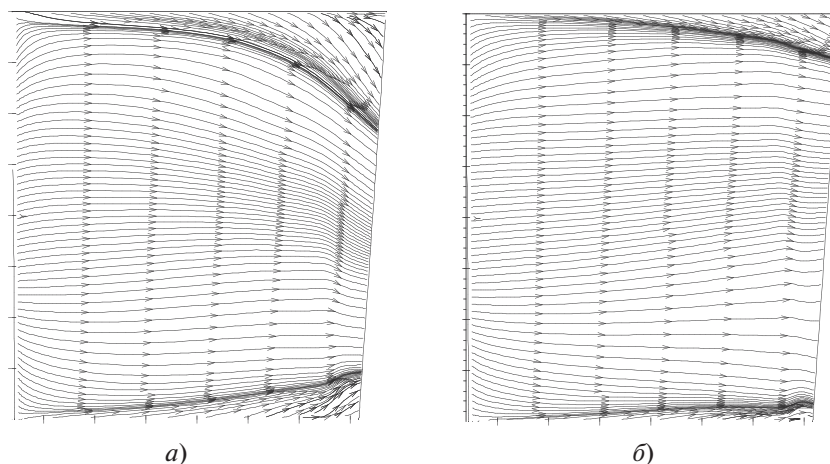
версия “а” – левая часть расчетной области соответствует реальной проточной части между ТВД и ТНД (рис. 7, а);

версия “б” – левая часть расчетной области на входе является цилиндрической (рис. 7, б).

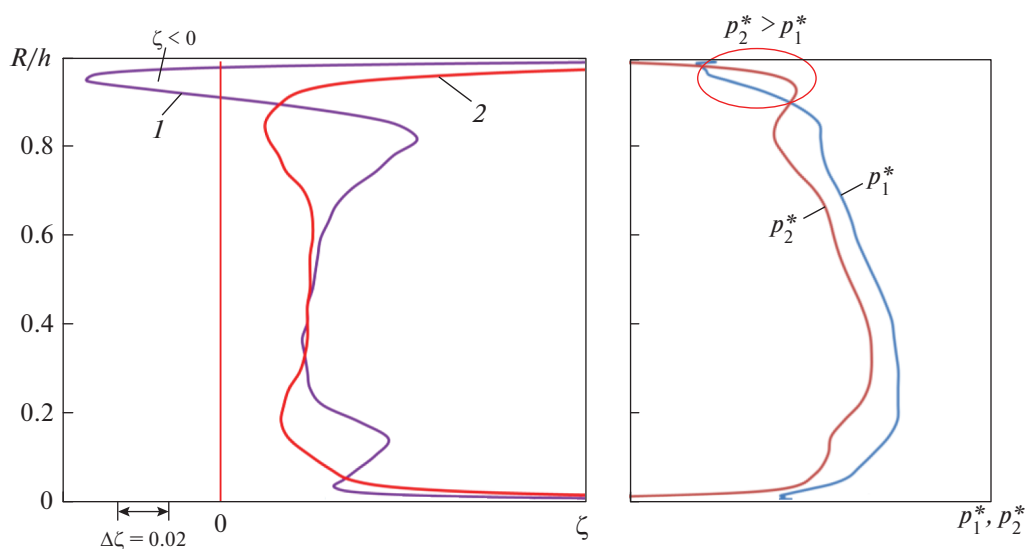
**Версия “а”.** На рис. 8 показано распределение коэффициента энергетических потерь для цилиндрической лопатки в версии “а” при равномерных и неравномерных граничных условиях. Видно, что при неравномерных условиях коэффициент потерь становится “мнимым” на периферии сопловой лопатки ( $\zeta = 5.5\%$ , линия 1). В то же время при равномерных условиях на входе распределение коэффициента потерь остается положительным ( $\zeta = 4.5\%$ , линия 2).

На рис. 9 на выпуклой поверхности цилиндрической лопатки в версии “а” видны значительные зоны вторичных течений при неравномерных граничных условиях на входе по сравнению с равномерными граничными условиями.

**Версия “б”.** В версии “б” даже при полностью цилиндрической проточной части при неравномерных граничных условиях в пределах относи-



**Рис. 9.** Распределение линий тока на выпуклой поверхности цилиндрической сопловой лопатки ТНД в версии “а” при неравномерных (а) и равномерных (б) граничных условиях

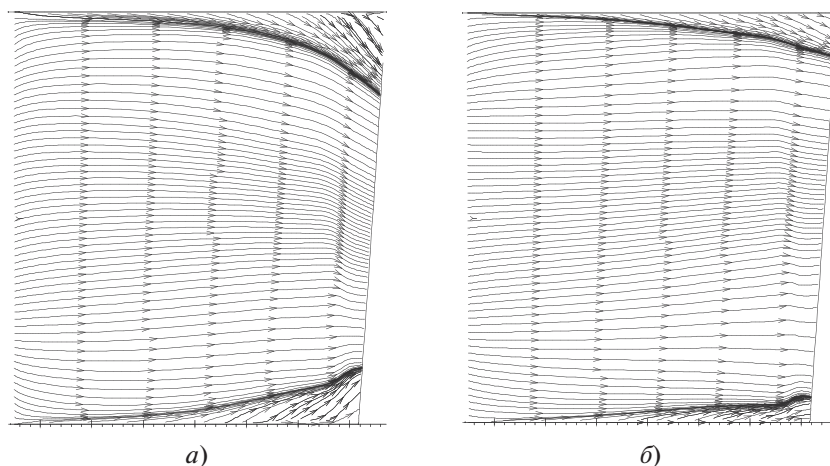


**Рис. 10.** Распределение коэффициента потерь  $\zeta$  (а) и полных давлений  $p_1^*$  и  $p_2^*$  (б) вдоль высоты в цилиндрической сопловой лопатке в версии “б” при неравномерных (1) и равномерных (2) граничных условиях

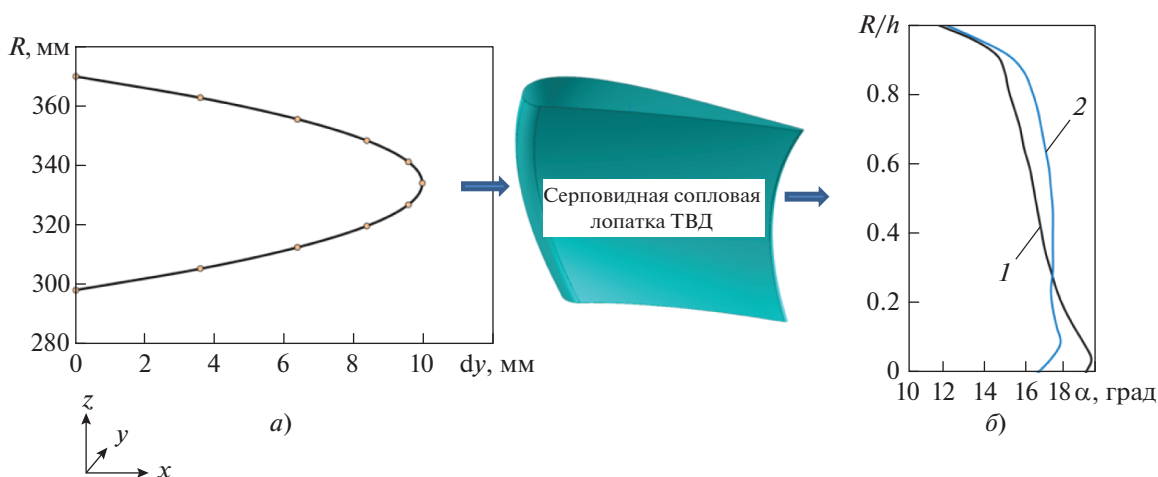
тельной высоты лопатки 10% появляется участок, на котором реализуется неравенство  $p_1^* < p_2^*$ , и коэффициент потерь является “мнимым” (рис. 10). Следовательно, этот эффект не может быть вызван только наличием меридионального раскрытия в сопловой лопатке ТНД. При неравномерных условиях  $\zeta = 4.4\%$ , а при равномерных  $\zeta = 4.1\%$ . Видно, что в версии “б” интенсивность вторичных течений уменьшилась по сравнению с версией “а”, однако в любом случае влияние входной неравномерности проявляется даже при полностью цилиндрической проточной части.

В целом в версии “б” области вторичных течений меньше, чем в версии “а”, тем не менее они обе отреагировали на неравномерность входных граничных условий появлением “мнимых” потерь. Таким образом, даже в идеализированной версии сопловой лопатки ТНД, в которой влияние ее реальной конструкции было исключено, наблюдались воздействие неравномерных граничных условий на входе в сопловую лопатку на интенсивность вторичных течений и появление зоны “мнимых” потерь (рис. 11).

При анализе влияния входной неравномерности полного давления на структуру потока в ци-



**Рис. 11.** Распределение линий тока на выпуклой поверхности цилиндрической лопатки в версии “б” при неравномерных (а) и равномерных (б) граничных условиях

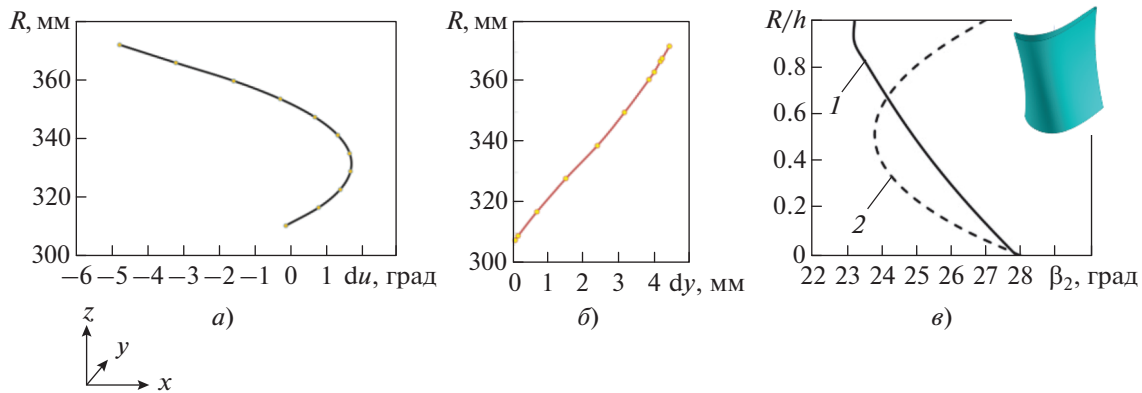


**Рис. 12.** Перепроектирование сопловой лопатки турбины высокого давления.  
а – иллюстрация сдвига оси сопловой лопатки в направлении оси  $y$  в соответствии с  $dy = f(R)$ ; б – распределение угла выхода  $\alpha_1$  в исходной сопловой лопатке ТВД (1) и серповидной лопатке ТВД (2)

цилиндрической сопловой лопатке была подтверждена важность оценки степени неравномерности потока для проектирования высокоэффективных сопловых лопаток с большим меридиональным раскрытием. Поскольку при проектировании современных лопаток пространственная форма для достижения минимальных потерь может быть довольно разнообразной даже на локальных по высоте лопатки участках, проектировщику необходимо опираться на распределение коэффициента потерь по высоте, полученного при расчетах лопатки с близкими к реальным граничными условиями. Поэтому целесообразно стремиться к снижению степени радиальной неравномерности параметров потока после первой ступени.

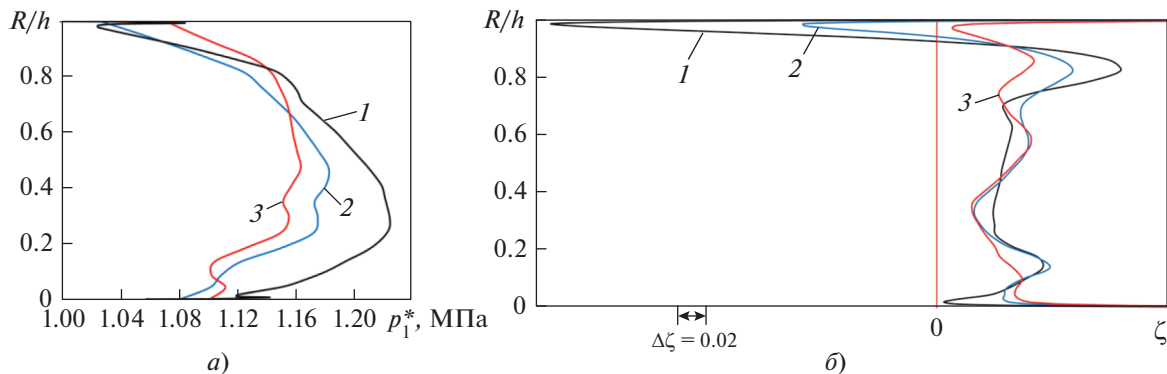
#### ПЕРЕПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОК ТВД ДЛЯ ВЫРАВНИВАНИЯ ПОЛНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ВХОДЕ В СОПЛОВУЮ ЛОПАТКУ ТНД

С этой целью при проектировании сопловых лопаток ТНД применяли уменьшение степени неравномерности полного давления на выходе из ТВД. Для этого были перепроектированы сопловая и рабочая лопатки ТВД. Так, цилиндрическая сопловая лопатка ТВД была перепроектирована в серповидную сопловую лопатку путем сдвига центров тяжести сечений по закону, приведенному на рис. 12, а. На рис. 12, б видно, что распределение угла выхода потока  $\alpha_1$  по высоте лопатки стало более равномерным, чем в исходной лопатке.



**Рис. 13.** Перепроектирование рабочей лопатки ТВД.

*a* – поворот сечений рабочей лопатки ТВД вокруг оси лопатки по закону  $du = f(R)$ ; *б* – сдвиг оси лопатки в направлении оси  $y$  в соответствии с законом  $dy = f(R)$ ; *в* – распределение угла выхода  $\beta_2$ ; 1 – исходная лопатка; 2 – новая лопатка



**Рис. 14.** Результаты перепроектирования венцов исходной ТВД при распределении полного давления  $p_1^*$  (*a*) и коэффициента энергетических потерь  $\zeta$  в сопловой лопатке ТНД (*б*) при различных вариантах ТВД. 1 – исходная ТВД; 2 – серповидная сопловая лопатка ТВД и исходная рабочая лопатка ТВД; 3 – серповидная сопловая лопатка ТВД и новая рабочая лопатка ТВД

На рис. 13, *a* показано, что новая форма рабочей лопатки ТВД получена путем поворота сечений на  $du = f(R)$  (здесь  $u$  – угол поворота плоских сечений лопатки вокруг оси  $z$ , проходящей через центр тяжести сечений рабочей лопатки ТВД) и сдвига центров тяжести в направлении оси  $y$  на  $dy = f(R)$  (рис. 13, *б*). На рис. 13, *в* показано, как распределение угла выхода потока  $\beta_2$  в модифицированной рабочей лопатке ТВД изменилось по сравнению с исходной лопаткой. При проектировании модифицированной рабочей лопатки в результате рассмотрения нескольких вариантов было установлено, что параболическое распределение угла выхода потока  $\beta_2$  ведет, в сочетании с серповидной сопловой лопаткой, к существенному выравниванию распределения полного давления перед сопловой лопаткой ТНД.

На рис. 14, *a* показано, как выравнивается распределение полного давления перед сопловой лопаткой ТНД при различных вариантах ТВД. Наиболее равномерное распределение (линия 3) получено при серповидной сопловой и модифицированной рабочей лопатках ТВД. Уменьшение интенсивности вторичного вихревого течения в сопловой лопатке ТНД в результате выравнивания полного давления перед ней привело к минимизации зон “мнимых” потерь на ее периферии. В частности, линия 3 на рис. 14, *б* свидетельствует об отсутствии “мнимых” потерь при использовании граничных условий для ТВД с перепроектированными сопловой и рабочей лопатками.

Количественно степень неравномерности распределений полного давления перед сопловой лопаткой ТНД можно характеризовать следую-

Степень неравномерности распределений полного давления перед сопловой лопаткой ТНД

| Вариант                                      | Давление, МПа |              | Ω, % |
|----------------------------------------------|---------------|--------------|------|
|                                              | $p_{1min}^*$  | $p_{1max}^*$ |      |
| Исходная ТВД                                 | 10.25         | 12.25        | 16.3 |
| ТВД с серповидной сопловой лопаткой          | 10.30         | 11.80        | 12.7 |
| Серповидная сопловая и новая рабочая лопатки | 10.70         | 11.62        | 7.9  |

щим выражением для степени неравномерности полного давления:

$$\Omega = 1 - p_{1min}^*/p_{1max}^*,$$

где  $p_{1min}^*$ ,  $p_{1max}^*$  соответствуют наименьшему и наибольшему значениям в распределениях полного давления на рис. 14, а.

При Ω = 7.9% локальный максимум вторичных потерь на периферии при R/h = 0.85 (см. рис. 14, б) уменьшается примерно на 0.6% по сравнению с исходным вариантом, а “мнимые” потери исчезают (см. таблицу).

Уменьшение зон вторичных течений при выравнивании распределения полного давления перед сопловой лопаткой ТНД демонстрируется на рис. 15. Видно, что размер зон вторичных течений при формировании граничных условий исходной ТНД (см. рис. 15, а) больше аналогичных зон, полученных при формировании граничных условий модифицированной ТВД (см. рис. 14, б), т.е. L1 > L2 и L3 > L4. Зона L1 занимает 24% высоты лопатки, L2 – 19, L3 – 15.9, L4 – 12.4% соответственно.

Итак, было показано, что можно перепроектировать венцы впереди стоящей ступени таким образом, чтобы получить более равномерное распределение полного давления на входе в следующую ступень, которое позволит избежать в радиальных распределениях “мнимых” значений коэффициента потерь и снизить вторичные потери.

ВЫВОДЫ

1. Турбины низкого давления работают при граничных условиях на входе в сопловую лопатку, которые генерируются впереди стоящей турбиной высокого давления. Эти граничные условия обычно существенно неравномерны в радиальном направлении в силу специфики работы турбин высокого давления, венцы которых в настоящее время являются интенсивно охлаждаемыми и трансзвуковыми. Такие граничные условия приводят к интенсификации вторичных течений и формированию мощных вихревых зон около втулочных и периферийных поверхностей проточной части даже в цилиндрических сопловых лопатках ТНД без меридионального раскрытия.

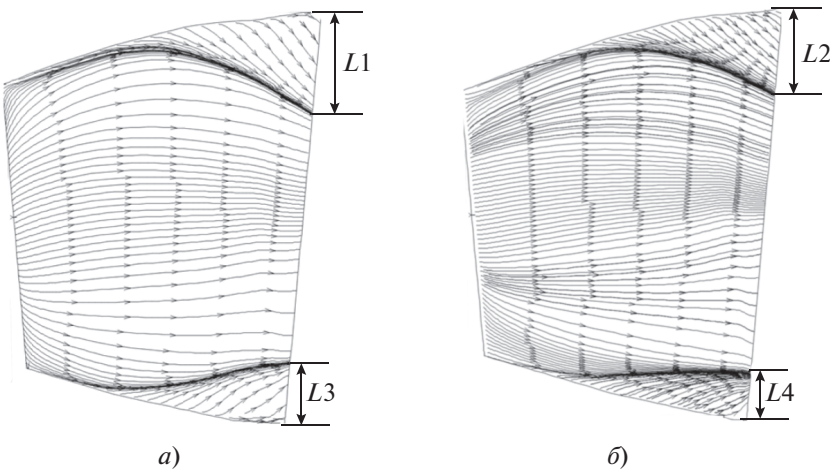


Рис. 15. Распределение линий тока на выпуклой поверхности сопловой лопатки ТНД при граничных условиях, сформированных исходной (а) и модифицированной (б) ТВД

2. Проведенное исследование влияния степени неравномерности полного давления на входе в сопловую лопатку ТНД на формирование пристеночных вихревых течений продемонстрировало наличие значительной радиальной миграции части потока из пристеночных областей проточной части к ее средней части из-за существенно завихренных течений в окрестности втулочной и периферийной поверхностей проточной части. При этом сопоставление полного давления на левой и правой границах расчетной области на сходственных относительных радиусах при расчете коэффициента потерь приводит к получению физически некорректных результатов, т.е. к “мнимым” потерям. Корректно определить полное давление на границах расчетной области, по-видимому, можно путем отслеживания траекторий линий тока (подход Лагранжа) внутри межлопаточного канала от вогнутой поверхности вдоль торцевых поверхностей на периферии и втулке и дальше на выпуклой поверхности в зонах вторичных течений.

3. Перепроектирование сопловой и рабочей лопаток ТВД с целью выравнивать распределение полного давления перед сопловой лопаткой ТНД позволило, с одной стороны, избежать “мнимых” потерь в распределении потерь по высоте за сопловой лопаткой ТНД, а с другой — уменьшить вторичные потери в сопловой лопатке ТНД в целом.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Повышение** эффективности турбинных венцов при неравномерных граничных условиях на входе / И.В. Афанасьев, А.В. Грановский, В.К. Костеж, В.Г. Крупа, Е.Ю. Марчуков // Теплоэнергетика. 2021. № 5. С. 5–15.  
<https://doi.org/10.1134/S0040363621050015>
2. **The effect** of an upstream turbine on a low-aspect ratio vane / R.J. Miller, R.W. Moss, R.W. Ainsworth, N.W. Harvey // ASME Turbo Expo 2004: Power for Land, Sea, and Air. Vienna, Austria, 14–17 June 2004. Paper GT2004-54017. P. 12.  
<https://doi.org/10.1115/GT2004-54017>
3. **Behr T., Kalfas A.I., Abhari R.S.** Stator clocking effects on the unsteady interaction of secondary flows in a 1.5 stage unshrouded turbine // Proc. Inst. Mech. Eng. Part A. J. Power and Energy. 2007. V. 221. No. 6. P. 779–792.  
<https://doi.org/10.1243/095756509JPE458>
4. **Verification** of low-flow conditions in a multistage turbine / N. Herzog, M. Binner, J.R. Seume, K. Rothe // ASME Turbo Expo 2007: Power for Land, Sea, and Air. Montreal, Canada, 14–17 May 2007.  
<https://doi.org/10.1115/GT2007-27328>
5. **The influence** of lean and sweep in a low pressure steam turbine analysis of three stages with a 3D CFD model / R. Sigg, M.V. Casey, J.F. Mayer, N. Surken // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. Berlin, Germany, 9–13 June 2008.  
<https://doi.org/10.1115/GT2008-50161>
6. **Blade** row interaction in a one and a half stage transonic turbine focusing on three dimensional effects. Part II: Clocking effects / O. Schennach, G. Paradiso, P. Persico, P. Gaetani, J. Woisetschlager // ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea, and Air. Berlin, Germany, 9–13 June 2008.  
<https://doi.org/10.1115/GT2008-50065>
7. **Deshpande S., Them M., Genrup M.** Efficiency improvements in an industrial steam turbine stage — Part 1 // ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition. Seoul, South Korea, 13–17 June 2016.  
<https://doi.org/10.1115/GT2016-57138>
8. **Snedden G., Dunn D., Ingram G.** On and off-design performance of a model rotating turbine with non-axisymmetric endwall contouring and a comparison to cascade data // Aeronaut. J. — New Series. 2018. V. 122. No. 1250. P. 1–20.  
<https://doi.org/10.1017/aer.2018.13>
9. **Aero** derivative mechanical drive gas turbines: The design of intermediate pressure turbine / A.S. Greco, V. Michelassi, S. Francini, D. Benedetto, M. Manoharan // ASME Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition. Oslo, Norway, 11–15 June 2018.  
<https://doi.org/10.1115/GT2018-76036>
10. **Reducing** secondary flow losses in low-pressure turbines with blade fences. Part II: Experimental validation on linear cascades / M. Giovannini, F. Rubecchini, G. Amato, A. Arnone, D. Simoni, V. Yepmo, F. Satta, F. Bertini // ASME Turbo Expo 2019: Turbomachinery Technical Conf. and Exposition. Phoenix (AZ), USA, 17–21 June 2019.  
<https://doi.org/10.1115/GT2019-91284>
11. **Coull J.D., Clark Ch.J.** The effect of inlet conditions on turbine endwall loss // J. Turbomach. 2022. V. 144. No. 10. P. 1–13.  
<https://doi.org/10.1115/1.4054443>
12. **Krupa V.G.** Simulation of steady and unsteady viscous flows in turbomachinery // AGARD. Lecture Ser. 1994. No. 198. LS-198.
13. **Турбулентность** / под ред. П. Брэдшоу. М.: Машиностроение, 1980.
14. **Coakley T.J.** Turbulence modelling for the compressible Navier–Stokes equations // AIAA. 1983. Paper No. 83-1693.
15. **Пейтел В.К., Роди В., Шойерер Г.** Модели турбулентности для течений в пристеночной области с малыми числами Рейнольдса: обзор // Аэрокосмическая техника. 1986. № 2. С. 183–197.
16. **Атлас** экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов, А.В. Грановский, А.М. Карелин, А.Н. Колесов, М.Х. Мухтаров. М.: ЦИАМ, 1990.
17. **Cumpsty N.A., Horlock J.H.** Averaging non-uniform flow a purpose // J. Turbomach. 2006. V. 128. No. 1. P. 120–129.  
<https://doi.org/10.1115/1.2098807>

## The Effect of Radial Nonuniformity in the Inlet Total Pressure on the Distribution of Losses in a Stator Vane of a Low-Pressure Turbine

A. V. Granovskii<sup>a, \*</sup>, I. V. Afanas'ev<sup>a</sup>, and L. I. Bekreneva<sup>a</sup>

<sup>a</sup> *Lyulka Experimental Design Bureau, Moscow, 129301 Russia*

<sup>\*</sup>*e-mail: andrey.granovskiy@yandex.ru*

**Abstract**—In designing turbine blade/vane cascades, predicted or experimental distributions of flow parameters, which may differ considerably from the operating conditions of a real turbine, are often used as the boundary conditions. This difference in boundary conditions may lead to inaccuracy in the predicted performance of the entire turbine. In multistage gas turbines, the second stage operates with inlet conditions formed in the cooled and transonic first stage. Therefore, the radial distributions of flow parameters at the inlet to the next stage are considerably nonuniform. This leads to elevated total losses, including secondary losses. The effect of the degree of nonuniformity in the inlet flow parameters on the structure of secondary flows within the stator vane of a low-pressure turbine (LPT) is studied in this paper. In particular, computational and experimental studies have revealed that significant radial nonuniformity of flow parameters (especially of the total pressure) at the inlet to the vane cascade can induce pronounced radial migration of the flow near the convex (suction) surface of the vane cascade in vortex zones at the end-walls of the flow path. In these cases, the application of the standard procedure for averaging flow parameters and processing data from both numerical and experimental studies may yield zones with physically incorrect parameter values depending on the degree of inlet flow nonuniformity at the end regions, where the effect of vortex flows is most pronounced. In particular, narrow regions may appear at the circumference and at the hub where the local total pressure at the outlet exceeds the total pressure at the inlet. This procedure for processing of the calculated data technically results in “negative” values in the radial distributions of the loss coefficient in these areas (“virtual” losses). It has been demonstrated how redesigning of the cascades in the upstream high-pressure turbine (HPT) can reduce the nonuniformity of parameters and increase the efficiency of the LPT.

**Keywords:** nonuniformity of inlet boundary conditions, low-pressure turbine stator vane, secondary flows and losses, end zones, flow particles migration, interblade channel