

УДК 621.165

А. В. Бойко, д-р. техн. наук**А. П. Усатый**, канд. техн. наук**Е. П. Авдеева**

Национальный технический университет
«Харьковский политехнический институт»
(E-mail: aboiko@online.kharkiv.com)

СОЗДАНИЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ВЛИЯНИЯ ПОДРЕЗКИ ВЫХОДНЫХ КРОМОК НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТУРБИННЫХ РЕШЕТОК АКТИВНОГО ТИПА

Описана методика оценки влияния подрезки выходных кромок на эффективность плоских турбинных решеток активного типа. Изложенная методика выполнена с помощью CFD-моделирования и планирования численного эксперимента.

Описано методику оцінки впливу підрізування вихідних кромок на ефективність плоских турбінних решіток активного типу. Викладена методика виконана за допомогою CFD-модельовання і планування чисельного експерименту.

Введение

В конструкциях проточной части (ПЧ) современных цилиндров высокого давления (ЦВД) мощных паровых турбин все чаще применяются рабочие колеса с цельнофрезерованными рабочими лопатками. Технология изготовления цельнофрезерованных лопаток, как правило, ориентируется на реализацию подхода, основанного на идее полного размещения контуров корневого и периферийного профилей, соответственно на корневой и бандажной полках.

Использование такого подхода позволяет получать весьма прочные и надежные конструкции как рабочих колес, так и всего ротора ЦВД. Вместе с тем, существующие особенности отечественной технологии производства цельнофрезерованных рабочих лопаток приводят иногда как к необходимости модификации рабочих профилей, заключающейся в увеличении радиусов их вогнутой части, так и к изготовлению решеток с завышенными значениями относительных шагов (t/b).

Использование отмеченных решений в слабо- и средненагруженных ступенях в большинстве случаев не приносит существенного ухудшения показателей аэродинамической эффективности проточной части.

Однако для высоконагруженных ступеней применение в рабочих решетках с завышенными значениями t/b активных профилей с увеличенными значениями радиусов вогнутой части может привести к существенному ухудшению их аэродинамического совершенства. Обусловлено это в первую очередь тем, что решетки с увеличенными значениями t/b плохо работают при наличии удара натекающего потока рабочей жидкости в «животик» [1], что характерно для турбинных ступеней, работающих с повышенной нагрузкой. Кроме того, увеличение потерь в рабочих решетках приводит и к повышению степени реактивности турбинной ступени (увеличению давления в межвенцовом зазоре). Вследствие этого увеличиваются уровни прикорневых и периферийных протечек, что также ведет к снижению показателей эффективности проточной части.

При наличии существенных углов атаки одним из действенных решений, позволяющих существенным образом повысить эффективность решеток, является уменьшение t/b , т. е. увеличение числа рабочих лопаток [1].

Вместе с тем уменьшение шага решетки и применение оригинальных (атласных) профилей при изготовлении цельнофрезерованных лопаток в ряде случаев может привести к свисанию выходной кромки пера лопатки с ее корневой и периферийной полок. В этом случае часть пера лопатки (зона выходной кромки) будет «заходить» на полку соседней лопатки рабочей решетки. Сборка решеток из лопаток со свисающими выходными кромками требует организации соответствующей подрезки этих кромок для обеспечения минимального гарантированного зазора между пером текущей лопатки и полкой соседней лопатки. Наличие зазора между пером лопатки и торцевыми полками в зоне выходной кромки, безусловно, приведет к дополнительным перетечкам пара в торцевых зонах и, как следствие, потерям энергии в решетках.

Разработке и созданию надежной и достоверной методики оценки дополнительных потерь энергии в решетках турбомашин, вызванных отмеченными выше перетечками, и посвящена данная работа.

Постановка задачи

В настоящее время практически отсутствуют достоверные данные о влиянии подрезки выходной кромки на эффективность турбинной решетки. Получение простой и надежной инженерной методики, позволяющей достоверно оценивать степень влияния подрезки выходной кромки на общий уровень потерь в решетке, требует как изучения физики явления, так и получения соответствующих количественных оценок. Для изучения этого явления могут использоваться различные подходы, как экспериментальные, так и расчётно-теоретические.

Для решения поставленной задачи в работе использовались современные CFD-решатели в трехмерной постановке в комбинации с применением теории планирования эксперимента с целью эффективной организации и обработки вычислительного эксперимента.

Среди всевозможных планов эксперимента, исходя из нашего опыта, наиболее удачными для решения таких задач [2, 3] являются трехуровневые планы Бокса–Бенкена [4]. Отмеченные планы позволяют создавать обобщенные зависимости – формальные макромодели (ФММ) для различного рода параметров и характеристик в виде полного квадратичного полинома

$$Y(q) = A_0 + \sum_{\ell=1}^n A_{\ell} q_{\ell} + \sum_{\ell=1}^n A_{\ell\ell} q_{\ell}^2 + \sum_{\ell=1}^{n-1} \sum_{j=\ell+1}^n A_{\ell j} q_{\ell} q_j, \quad (1)$$

где \vec{q} – вектор нормированных значений независимых параметров ФММ; A – коэффициенты ФММ; n – число факторов ФММ;

Для всех компонент вектора \vec{q} справедливо соотношение $-1 \leq q_i \leq 1$.

Обеспечение эквивалентных связей между пространством реальных и нормированных параметров ФММ осуществляется с помощью соответствующих векторов функций прямого

$$q_i = f_{iQ}(Q_i) = (2Q_i - Q_{i\max} - Q_{i\min}) / (Q_{i\max} - Q_{i\min})$$

и обратного преобразований

$$Q_i = f_{iQ}^{-1}(q_i) = 0,5(Q_{i\max} + Q_{i\min} + q_i(Q_{i\max} - Q_{i\min})),$$

где \vec{Q} – вектор варьируемых параметров ФММ.

Как видно из (1), структура этих зависимостей позволяет оценивать не только линейные и квадратичные эффекты каждого параметра, но и эффекты перекрестного взаимодействия всех параметров друг с другом, что существенным образом повышает точность и адекватность получаемых формальных макромоделей.

Поэтому при формировании вектора независимых переменных численного эксперимента в число его компонент необходимо включить не только параметры, соответствующие

размерам подрезки, но и параметры, характеризующие турбинную решетку и условия ее работы.

В данной работе численный эксперимент был проведен на плоской турбинной решетке с лопатками постоянного сечения, профильная часть которых соответствует активно-му профилю 1ММК [5]. Хорда лопатки $b = 36,239$ мм и высота лопатки $l_2 = 51,5$ мм. Хорда и высота лопатки соответствуют рабочей лопатке 5-й ступени ЦВД одной из современных мощных паровых турбин.

В число компонент вектора независимых переменных (\bar{Q}) были включены следующие параметры:

- эффективный угол $\beta_{23}(Q_1)$;
- отношение давлений $P_2/P_1(Q_2)$;
- относительный шаг решетки $t/b(Q_3)$;
- отношение глубины подрезки к хорде профиля $k/b(Q_4)$;
- высота подрезки $\delta(Q_5)$.

Области изменения перечисленных выше параметров приведены ниже

β_{23} (18÷24) град., P_2/P_1 (0,76÷0,9) при $P_2 = 1,018 \cdot 10^7$ Па,
 t/b (0,65÷0,99), k/b (0,03÷0,33), δ (0,4÷1,8) мм.

В качестве рабочего тела был выбран перегретый пар. Температура пара на входе в решетку составляла 740 К, а направление потока соответствовало безударному натеканию.

Содержание

Вычислительный эксперимент был спланирован в соответствии с 5-факторной матрицей Бокса и Бенкина таким образом, что каждая строка созданного плана задавала значения β_{23} , P_2/P_1 , t/b , k/b и δ . Для каждой комбинации этих параметров выполнялись соответствующие построения геометрии лопаток, расчетных объемов и их сеток, которые затем использовались в качестве исходных данных в CFD-расчетах. Отмеченный выше основной план включал в себя информацию по 41 расчету. Кроме основного плана дополнительно был создан вспомогательный, состоящий из 19 оригинальных комбинаций β_{23} , P_2/P_1 и t/b , выбранных из основного плана. Во всех расчетных объемах, построенных в соответствии со строками вспомогательного плана, параметры, отвечающие за геометрию подрезки выходных кромок, были равны нулю, т. е. выполнение расчетов в соответствии с этим планом давало информацию о качестве рабочих решеток без подрезки их выходных кромок.

Обозначения геометрических характеристик решетки с подрезкой выходной кромки приведены на рис. 1.

Для повышения качества и достоверности результатов расчета за счет увеличения количества ячеек расчетных сеток высота расчетного объема была принята равной половине высоты лопатки. При этом граничные условия относительно оси симметрии обеспечивали прозрачность расчетного объема. Данный прием позволяет рассчитывать решетку, образованную лопатками, имеющими симметричные подрезки выходной кромки на торцах лопатки.

Пример модели расчетного объема представлен на рис. 2.

Как показали предварительные расчетные исследования, подрезка выходных кромок оказывает влияние не только на эффективность решетки, но и ведет к изме-

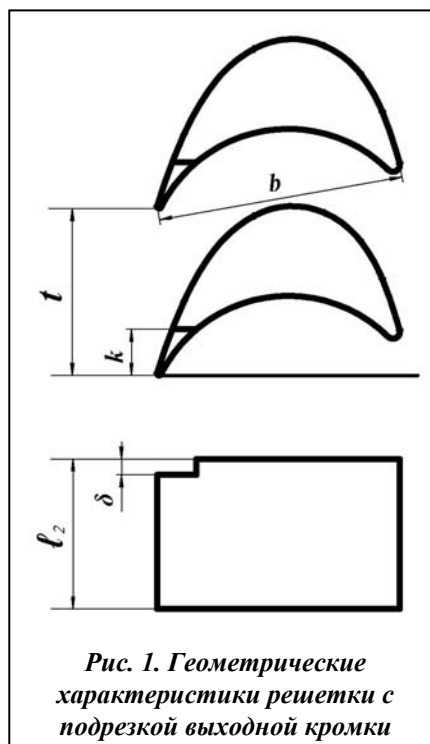


Рис. 1. Геометрические характеристики решетки с подрезкой выходной кромки

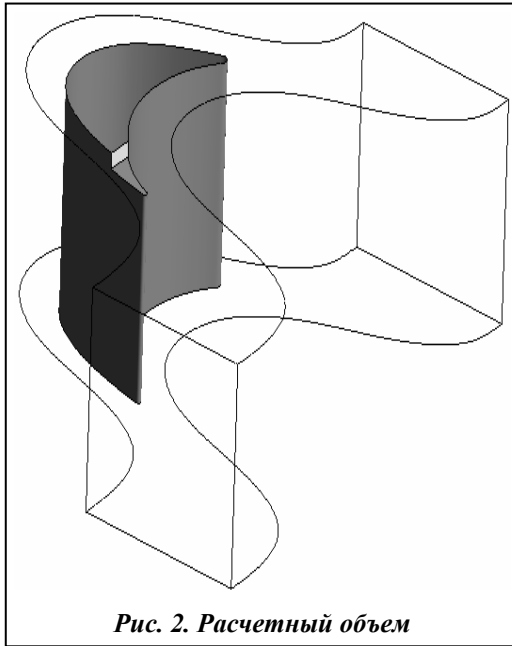


Рис. 2. Расчетный объем

нению интегрального угла выхода потока β_2 , а следовательно, и к изменению расхода рабочего тела через решетку. Поэтому при каждом расчете по основному и вспомогательному планам вычислялись значения интегральных потерь в решетках и интегральных углов выхода потока из решетки.

Контрольные сечения для оценки отмеченных выше интегральных параметров решеток располагались на расстоянии горла a от выходной кромки

$$a = t \sin \beta_2,$$

В данном случае мы воспользовались известным подходом, часто встречающимся при проведении экспериментальных исследований по оценке эффективности турбинных решеток [3].

Для оценки коэффициента потерь решетки, составленной из лопаток с одной подрезкой выходной кромки, используется нижеприведенная зависимость

$$\zeta = \frac{\zeta_0 + \zeta_V}{2},$$

где ζ_0 – коэффициент суммарных потерь в расчетном объеме без подрезки выходной кромки; ζ_V – коэффициент суммарных потерь в расчетном объеме с двумя симметричными подрезками.

Аналогично оценивается и угол выхода потока из решетки

$$\beta_2 = \frac{\beta_{2_0} + \beta_{2_V}}{2},$$

где β_{2_0} – угол выхода потока из решетки лопаток без подрезки выходной кромки; β_{2_V} – угол выхода потока из решетки лопаток с двумя симметричными подрезками – у корня и на периферии.

В этом случае влияние односторонней подрезки выходной кромки лопатки на коэффициент потерь определяется как

$$\Delta \zeta = \zeta - \zeta_0,$$

а изменение угла выхода потока соответственно следующим образом:

$$\Delta \beta_2 = \beta_2 - \beta_{2_0}.$$

Оценка значений ζ_0 , ζ_V , β_{2_0} и β_{2_V} осуществлялась численным интегрированием распределения этих параметров по расходу с использованием нижеприведенных зависимостей:

$$\zeta_0 = \frac{\sum_{i=1}^n (\zeta_{0i} \cdot G_{0i})}{\sum_{i=1}^n G_{0i}}, \quad \zeta_V = \frac{\sum_{i=1}^n (\zeta_{Vi} \cdot G_{Vi})}{\sum_{i=1}^n G_{Vi}},$$

$$\beta_{2_0} = \frac{\sum_{i=1}^n (\beta_{2_0i} \cdot G_{0i})}{\sum_{i=1}^n G_{0i}}, \quad \beta_{2_V} = \frac{\sum_{i=1}^n (\beta_{2_Vi} \cdot G_{Vi})}{\sum_{i=1}^n G_{Vi}},$$

где G_{0i} , G_{Vi} – расходы струек тока в i -х узлах сетки плоскости, расположенной на расстоянии горла от выходных кромок; ζ_{0i} , ζ_{Vi} , β_{2_0i} , β_{2_Vi} – значения коэффициентов потерь и углов выхода потока для решеток с подрезкой выходной кромки и соответственно без подрезки в этих же узлах сетки.

Значения изучаемых характеристик в узлах сетки определяются по следующим зависимостям:

$$\zeta_{O_i} = \frac{2}{k-1} \frac{1}{M_{2t_O_i}^2} \left[\left(\frac{P_{01_O_i}}{P_{02_O_i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot 100\%, \quad \zeta_{V_i} = \frac{2}{k-1} \frac{1}{M_{2t_V_i}^2} \left[\left(\frac{P_{01_V_i}}{P_{02_V_i}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \cdot 100\%,$$

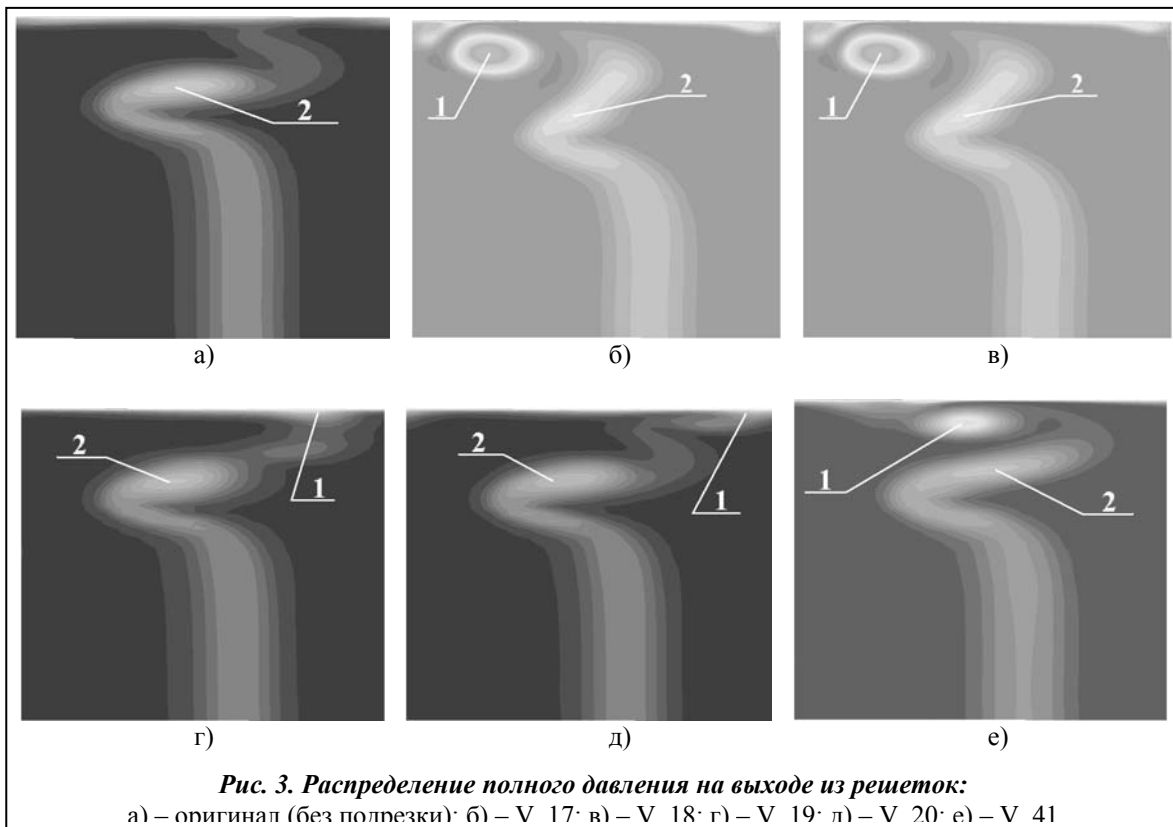
$$\beta_{2_O_i} = \arcsin \frac{C_{2_O_i}}{C_{O_i}}, \quad \beta_{2_V_i} = \arcsin \frac{C_{2_V_i}}{C_{V_i}}.$$

Здесь k – показатель адиабаты; M_{2t} – число Маха за решеткой в случае изоэнтропического течения; P_{01i}, P_{02i} – давления торможения перед и за решеткой; C_{2i} – осевая скорость потока; C_i – скорость потока.

В качестве примера в табл. 1 представлены несколько строк из основного плана и одна строка из вспомогательного с информацией о размерах подрезки выходных кромок и параметрах, характеризующих решетку и условия ее работы. Рис. 3 иллюстрирует распределение полного давления на расстоянии горла (а) от выходной кромки расчетных объемов, данные по которым содержатся в табл. 1.

Таблица 1. Данные из основного и вспомогательного планов

Варианты	Варьируемые параметры ФММ				
	$\beta_{2\alpha}$, град	P_2/P_1	t/b	k/b	δ , мм
Оригинал	21	0.83	0.82	–	–
V_17	21	0.83	0.82	0.23	1.8
V_18	21	0.83	0.82	0.23	0.4
V_19	21	0.83	0.82	0.03	1.8
V_20	21	0.83	0.82	0.03	0.4
V_41	21	0.83	0.82	0.13	1.1



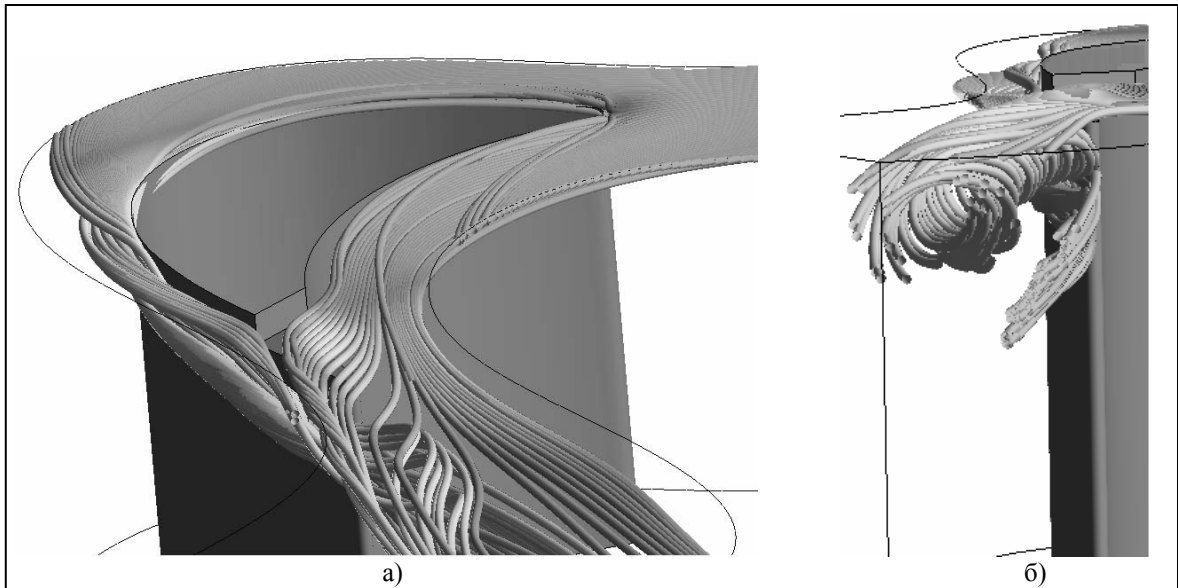


Рис. 4. Течение рабочего тела в расчетном объеме:

а) – перетекание рабочего тела в подрезку; б) – образованный вихрь

На рис. 3 цифрой 1 обозначены зоны давлений, вызванные вихревым течением от подрезки выходных кромок, а цифрой 2 – зоны, соответствующие подковообразному вихрю.

Результаты исследований показали, что расположение и интенсивность образующихся от подрезки выходной кромки вихрей существенным образом зависят от размеров подрезки. Например, в расчетном объеме V_17 с максимальными в нашем исследовании размерами подрезки возникает наиболее сильно выраженный вихрь (рис. 4), что, безусловно, ведет к увеличению уровня дополнительной диссипации энергии в решетке.

На рис. 5 и 6 представлено сравнительное распределение потерь и углов выхода потока по высоте лопатки для расчетных объемов, образованных в соответствии с данными из

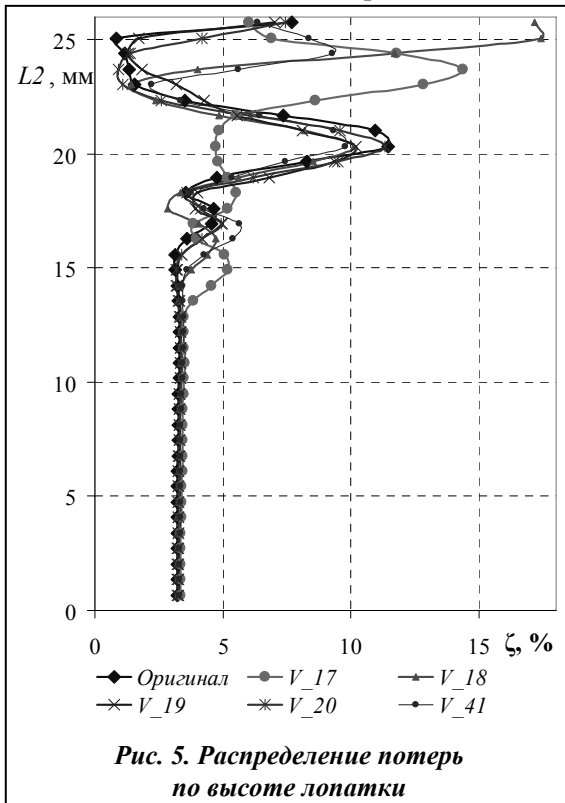


Рис. 5. Распределение потерь по высоте лопатки

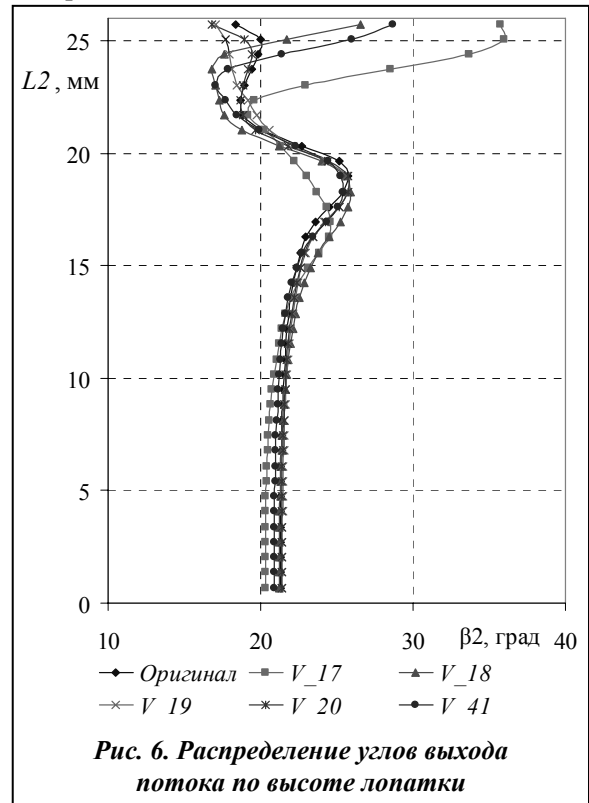


Рис. 6. Распределение углов выхода потока по высоте лопатки

табл. 1.

Как видно из рис. 4–6, наиболее существенное изменение параметров, характеризующих течение рабочей жидкости в каналах решетки, происходит в зоне расположения зазора. Уровень их изменения пропорционален размерам щели, образованной подрезкой выходной кромки лопатки.

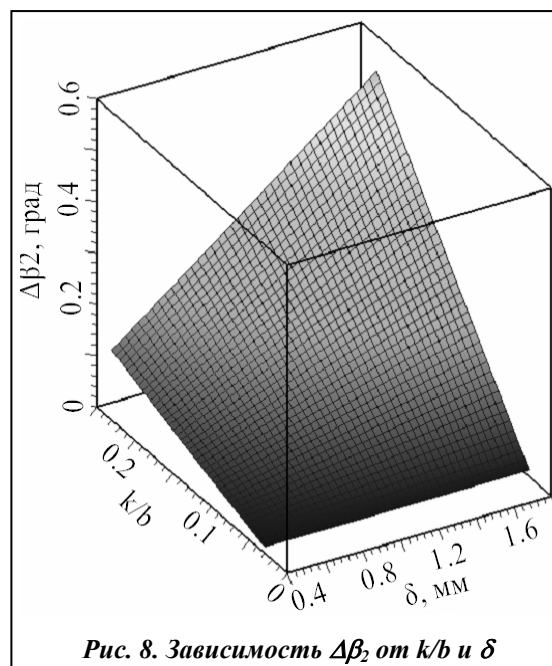
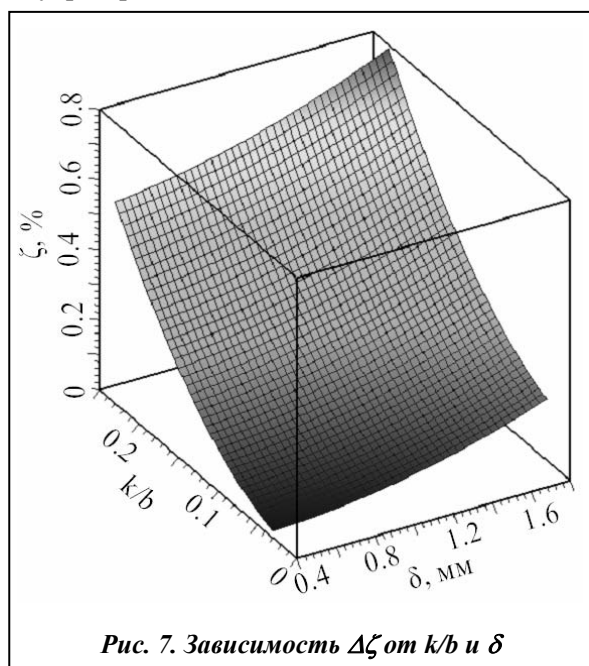
Обработка результатов численных исследований с использованием методов теории планирования эксперимента позволила получить зависимости вида (1) для изменения потерь и угла выхода. Зависимости для определения $\Delta\zeta$ и $\Delta\beta_2$ приведены ниже:

$$\begin{aligned} \Delta\zeta = & 0.254881 - \\ & -0.0213527q_1 - 0.00796197q_2 - 0.00995023q_3 + 0.291723q_4 + 0.0925794q_5 - \\ & -0.017205q_1^2 - 0.0220787q_2^2 - 0.0746643q_3^2 + 0.103006q_4^2 + 0.0321015q_5^2 - \\ & -0.0207385q_1q_2 - 0.0312575q_1q_3 - 0.0384829q_1q_4 - 0.0203203q_1q_5 - \\ & -0.049384q_2q_3 - 0.0140679q_2q_4 + 0.0232562q_2q_5 - \\ & -0.0386925q_3q_4 - 0.0352249q_3q_5 + \\ & +0.0154633q_4q_5, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta\beta_2 = & 0.169545 + \\ & +0.0186298q_1 - 0.00876247q_2 - 0.0216002q_3 + 0.160102q_4 + 0.0983496q_5 - \\ & -0.00361383q_1^2 + 0.00675596q_2^2 + 0.00716983q_3^2 + 0.002599q_4^2 + 0.000648542q_5^2 - \\ & -0.00108325q_1q_2 + 0.0347872q_1q_3 + 0.026823q_1q_4 + 0.0438965q_1q_5 - \\ & -0.0180632q_2q_3 - 0.0111311q_2q_4 - 0.00412975q_2q_5 - \\ & -0.018424q_3q_4 + 0.0108117q_3q_5 + \\ & +0.0981914q_4q_5. \end{aligned}$$

Дополнительные численные исследования с использованием приведенных выше зависимостей показали их надежность и адекватность в случае использования в выбранной области изменения независимых параметров ФММ. В качестве примера, на рис. 7 и 8 представлены зависимости $\Delta\zeta$ и $\Delta\beta_2$ от k/b и δ при средних значениях β_{23} , P_2/P_1 и t/b .

Предложенные зависимости получены и, естественно, рекомендуется использовать внутри приведенных областей изменения β_{23} , P_2/P_1 , t/b , k/b и δ .



Выводы

1. По результатам исследований разработана методология создания формальных макромоделей характеристик турбинных решеток с использованием планирования вычислительного эксперимента и 3D модели расчета течения вязкого рабочего тела в каналах, что послужило основой для создания методики оценки влияния подрезки выходной кромки на основные показатели турбинной решетки.

2. Созданы методика и алгоритм расчета для корректировки значений коэффициента потерь и угла выхода потока рабочей жидкости с решетки от величины подрезки. Полученные зависимости представляют собой полные квадратичные полиномы от следующих параметров: эффективного угла β_2 , решетки, относительного шага t/b , отношения глубины подрезки к хорде k/b , высоты подрезки δ и отношения давлений P_2/P_1 .

Литература

1. Дейч М. Е. Атлас профилей решеток осевых турбин / М. Е. Дейч, Г. А. Филиппов, Л. Я. Лазарев. – М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
2. Бойко А. В. Усовершенствование обобщенной методики расчета эффективности регулировочных ступеней для задач анализа и оптимального синтеза / А. В. Бойко, А. П. Усатый, И. В. Жевноватченко // Интегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ «ХП», 2009. – № 3. – С. 82–89.
3. Усатый А. П. Определение начальных значений параметров проточной части осевой турбины в задачах анализа и оптимального синтеза / А. П. Усатый // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – Харьков, 2008. – № 11. – С. 14–20.
4. Vox E. P. Some new three-level Design for the Study of Quantitative Variables / E. P. Vox, D. W. Behnken. – Technometrics. – 1960. – Vol 2, № 4. – P. 455–475.
5. Бойко А. В. Аэродинамика проточной части паровых и газовых турбин: расчёты, исследования, оптимизация, проектирование / А. В. Бойко, А. В. Гаркуша. – Харьков: Харьк. политехн. ун-т, 1999. – 360 с.

Поступила в редакцию
10.11.10

УДК 519.633+533.517.4

Ю. А. Быков, канд. техн. наук

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, E-mail: bykov@ukrpost.ua)

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА В ТУРБИНЫХ РЕШЕТКАХ ПРОФИЛЕЙ В ПОТОКЕ ВЯЗКОГО ГАЗА

Приводятся результаты моделирования теплообмена между лопаткой и потоком в решетках турбинных профилей в потоке вязкого газа с использованием моделей турбулентности $k-\omega$ и SST. По результатам моделирования осуществлен анализ применимости модели для прогнозирования локальных характеристик теплообмена лопаток.

Наведені результати моделювання теплообміну між лопаткою та потоком в решітках турбінних профілів у потоці в'язкого газу з використанням моделей турбулентності $k-\omega$ та SST. За результатами моделювання здійснено аналіз можливості використання моделі для прогнозування локальних характеристик теплообміну лопаток.

Введение

Широко известно, что эффективность турбины значительно зависит от температуры на входе в турбину. В связи с этим существует тенденция к повышению температур на входе, что увеличивает температурные нагрузки на компоненты турбины. Современные газовые