

Г.А. Бондаренко, к.т.н., проф., И.В. Юрко, аспирант (Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина)

Исследование характеристик однорядных и тандемных кольцевых решеток с поворотными лопатками

Проведено компьютерное моделирование течения во входном регулирующем аппарате центробежного компрессора при различной форме профиля лопаток. Использован квазитрехмерный подход к решению оптимизационной задачи методом золотого сечения. Установлены оптимальные геометрические параметры лопаточной решетки, обеспечивающие минимальные энергетические потери при требуемой величине закрутки потока.

Ключевые слова: входные регулирующие аппараты, плоские и тандемные лопатки, численное моделирование, оптимизация, метод золотого сечения.

Проведено комп'ютерне моделювання течії у вхідному регулюючому апараті відцентрового компресора при різній формі профілю лопатки. Використаний квазітривимірний підхід до вирішення оптимізаційної задачі методом золотого перетину. Установлені оптимальні геометричні параметри лопаткової решітки, які забезпечують мінімальні енергетичні втрати при необхідній величині закрутки потоку.

Ключові слова: вхідний регулюючий апарат, плоскі і тандемні лопатки, чисельне моделювання, оптимізація, метод золотого перетину.

A computer simulation of a flow in the inlet guide vane of a centrifugal compressor is carried out at a various form of a profile of blades. Quasithreedimensional approach to the solution of an optimizing goal is used with a golden section search method. The optimal geometric parameters of the blade lattice which provide minimal energy loss at the demanded flow angle are found.

Keywords: inlet guide vanes, flat and tandem blade, numerical simulation, optimization, golden section search method.

Одним из эффективных способов регулирования стационарных центробежных компрессоров является использование входных регулирующих аппаратов (ВРА) с поворотными лопатками, которые обеспечивают величину требуемой закрутки потока на входе в рабочее колесо при изменении производительности компрессора с сохранением напора.

Для создания требуемой закрутки используются ВРА с поворотными лопатками. Так как закрутка осуществляется в направлениях по или против вращения рабочего колеса, лопатки ВРА следует поворачивать в обе стороны относительно исходного положения. Используются лопатки симметричного профиля, приближающегося к плоским пластинам с закругленными кромками. В турбо- и компрессоростроении разработана теория и накоплен большой фактический материал по характеристикам решеток изогнутых профилей [1,2]. Однако систематического исследования решеток симметричных плоских профилей в условиях существенного изменения угла установки профилей не проводилось. Известны лишь работы, выполненные во ВНИИкомпрессормаше [3].

Создание положительной закрутки потока (в сторону вращения колеса) при уменьшении расхода и отрицательной закрутки (против вращения колеса) при его увеличении, обеспечивает режим безударного входа потока в колесо и расширение рабочей зоны характеристики колеса (рис. 1).

Постановка задачи. Вопрос исследования решеток ВРА вызван крайне ограниченной информацией касательно влияния её основных геометрических характеристик. Особенность решетки ВРА заключается в том, что она должна обтекаться в широком диапазоне

углов атаки потока на входе. Изменение угла поворота лопаток ВРА обычно происходит в диапазоне от -20° до $+60^\circ$. Обтекание лопаток при таких переменных углах поворота приводит к снижению эффективности ВРА и тем больше, чем больше отклонение угла поворота от исходного (обычно совпадающего с осевым направле-

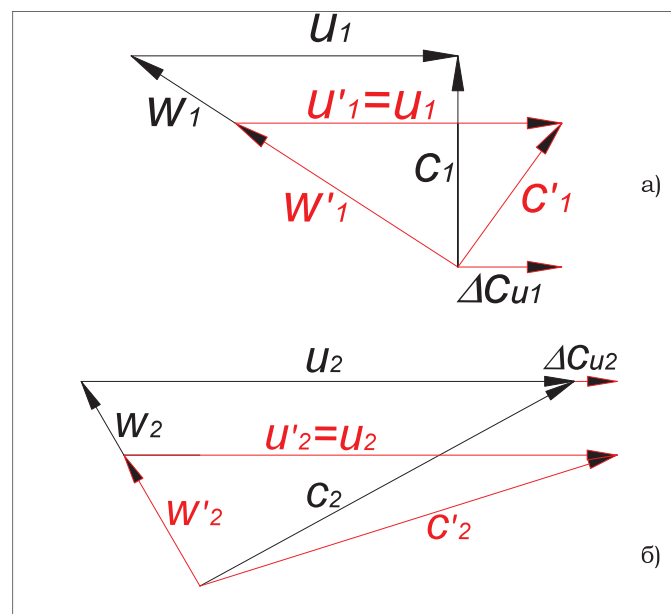


Рис. 1. Треугольники скоростей при наличии (красным) и отсутствии (черным) закрутки потока на входе (а) и на выходе (б) из рабочего колеса

нием течения). Низкая эффективность решетки ВРА проявляется в снижении эффективности (к.п.д.) ступени компрессора как за счёт потерь энергии в ВРА (которые относятся к ступени), так и за счёт увеличения потерь при натекании плохо сформированного в ВРА потока на лопатки рабочего колеса. Путём улучшения течения в ВРА при больших углах установки, можно повысить к.п.д. и производительность компрессора и расширить его рабочий диапазон работы. Однако при таких углах установки могут измениться представления о выборе оптимальных значений относительного шага решетки, количества лопаток и других данных, известных из классической теории решеток [4, 5].

С целью выявления этих особенностей была поставлена задача численного расчета течения в решетках при изменяющихся геометрических параметрах.

Объект исследования

В большинстве случаев лопатки ВРА представляют собой симметричные профили, которые обеспечивают аналогичные характеристики потока при положительной и отрицательной закрутке.

Один из эффективных способов затягивания отрыва потока от поверхности профиля при больших углах установки является использование тандемных лопаток [6]. В этой конфигурации, входная часть (предкрылок) остается фиксированной по потоку (угол атаки равен нулю), а закрутка потока обеспечивается путем поворота выходной части лопатки (закрылок). Для этого типа лопаток из-за особенностей конструкции наблюдается значительное ускорение потока в точке поворота на стороне всасывания, однако отрыв потока затягивается из-за лучшего процесса натекания, обеспечиваемого предкрылком.

В настоящей работе исследовалось течение в однорядных и тандемных кольцевых решетках при разных углах установки θ (рис. 2).

Основными геометрическими параметрами кольцевых решеток являются:

1) Относительный шаг решетки $\bar{t} = \frac{t}{B} = \frac{2\pi R}{zB}$, где

R – радиус сечения кольцевой решетки; B – хорда лопатки; z – число лопаток.

2) Относительное удлинение лопатки

$\bar{H} = \frac{H}{B} = \frac{R_s - R_n}{B}$, где H – высота лопатки, R_s – радиус периферии лопатки, R_n – радиус втулки лопатки.

3) Угол установки лопаток θ .

Для наиболее полного и систематического анализа задач исследования было решено использовать квазитрёхмерный подход к моделированию и оптимизации лопаточной решетки. Для исключения влияния пространственных потерь, проводился расчет обтекания кольцевых решеток в нескольких сечениях, размещенных на различных радиусах. При этом решение задачи выполнялось в рамках цилиндрической теории в узком слое (1 мм), на границах которого вязкость не задавалась, т.е. определялись только профильные потери.

Метод решения поставленной задачи

При разработке и оптимизации современных турбокомпрессоров эффективным является использование методов численного моделирования, основанных на решении осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Однако их использование для оптимизационных задач требует больших затрат машинного времени.

В связи с этим актуальной является разработка метода, позволяющего получать аппроксимационные

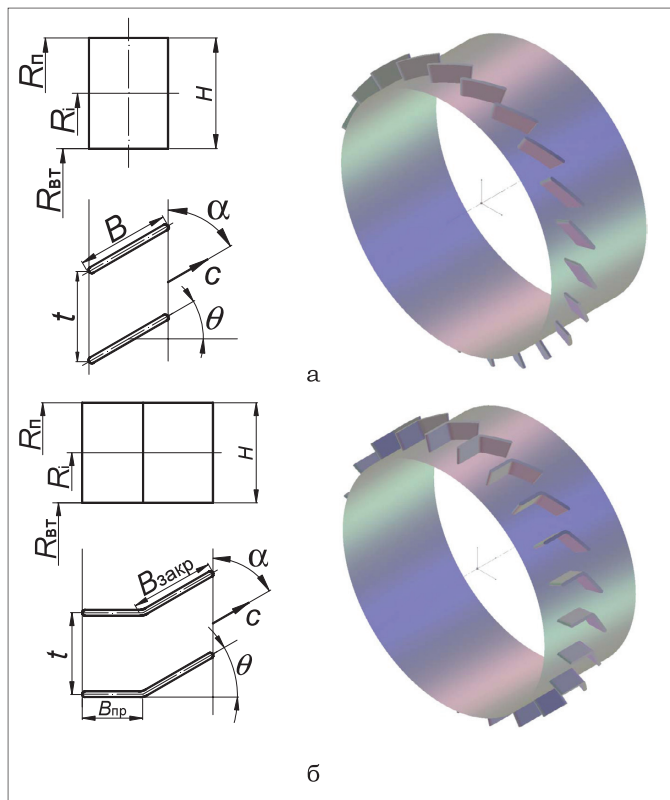


Рис. 2. Исследуемые решетки: а – с однорядными лопатками; б – с тандемными лопатками

(формальные) математические модели, связывающие геометрические параметры решеток с интересующими проектировщика выходными данными (например угол выхода потока, коэффициент потерь). Определить оптимальное сочетание исследуемых факторов, повышающее эффективность ВРА, можно с помощью планируемого численного эксперимента.

В качестве функциональной связи между геометрическими параметрами решетки и выходными данными был выбран полином второго порядка вида [7]:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j < i} a_{ij} x_i x_j, \quad (1)$$

где a_0, a_1, \dots, a_n – коэффициенты регрессионной модели; x_1, \dots, x_n – значения входных факторов.

В качестве выходных факторов были приняты:

- угол выхода потока из решетке

$$\alpha = \arctg \frac{c_a}{c_u},$$

где c_a и c_u – осевая и окружная составляющая абсолютной скорости;

- коэффициент гидравлических потерь на выходе из решетке

$$\zeta = \frac{p_0^* - p_1^*}{p_0^* - p_0}$$

где p_0^* , p_0 – полное и статическое давление на входе в решетку; p_1^* – полное давление на выходе из решетке.

Для построения квадратичной модели функции отклика необходимо варьирование независимых входных факторов как минимум на трех уровнях.

Входными параметрами для макромодели являлись: угол установки лопаток θ , число лопаток z , радиус установки решетки R и оптимальное значение хорды B_{opt} .

Число лопаток z принималось 15, 22, 29, 36. Радиус R , на котором проходили сечения решеток, принимался в диапазоне от 80 мм до 270 мм. Лопатки имели форму пластины толщиной 4 мм, входная и выходная кромки скруглены радиусом. Решетки исследовались при нескольких углах установки: $\theta=0^\circ$, 15° , 30° , 45° и 60° .

Для определения коэффициентов регрессионной модели (1) был составлен план многофакторного эксперимента, в точках которого осуществлялось численное моделирование течения газа с применением программного комплекса ANSYS CFX. Профиль tandemных и однорядных лопаток проектировался и параметризовался в модуле BladeModeler. Для построения гексаэдрической сетки использовалось приложение TurboGrid. Размер ближайшей к поверхности ячейки соответствовал безразмерной величине $y^+ < 1$, рекомендуемой для модели турбулентности SST [8]. В качестве исходных данных для расчетов были приняты: рабочее тело – Air Ideal Gas; полное давление и полная температура на входе и массовый расход на выходе из расчетной области. Выход из расчетной области располагался на расстоянии 150 мм от входной кромки лопатки. Шаг интегрирования задан постоянным и равным $1 \cdot 10^{-4}$ с. В качестве критерия сходимости принималось условие достижения максимальными невязками параметров течения значений ниже 10^{-5} , либо отсутствие значительных осцилляций в значениях выходных факторов.

Задача оптимизации состояла в следующем: для каждого значения радиуса установки лопаточной решетки R и конкретного числа лопаток z требовалось найти такое значение хорды лопаток B_{opt} , которое обеспечило бы минимальное значение коэффициента гидравлических потерь, при этом сохраняя величину закрутки в заданном интервале.

Наибольший интерес представляет поиск оптимального значения хорды B_{opt} для угла установки лопаток $\theta=60^\circ$, так как именно при больших углах атаки наблюдаются существенные потери, связанные с отрывом потока со стороны всасывания.

Для tandemных лопаток была принята длина предкрылка $B_{np}=30$ мм, а длина закрылка $B_{закр}=B_{онм}$ оптимизировалась.

При определении коэффициента потерь на других углах установки лопаток, принимались оптимальные значения хорд, полученные для угла 60° радиусов.

Ввиду большого количества определяющих геометрических параметров решетки профилей (B, t, z, R, θ) с целью сокращения количества численных исследований был разработан следующий алгоритм поиска оптимального значения хорды.

Так как данная задача является однокритериальной однопараметрической, то было решено использовать метод золотого сечения для поиска экстремума целевой функции [9]. Этот метод характеризуется простотой и эффективностью, так как не требует выполнения условия дифференцируемости и записи в аналитическом виде.

Ниже представлен алгоритм поиска оптимального значения хорды для угла установки $\theta=60^\circ$:

- 1) Выбор радиуса установки R и числа лопаток z .
- 2) Определение начального интервала изменения хорды $[B_{min}, B_{max}]$.
- 3) Деление рассматриваемого отрезка в пропорции золотого сечения в обоих направлениях, т.е. выбираются две точки B_1 и B_2 такие, что

$$\frac{B_{MAX} - B_{MIN}}{B_{MAX} - B_1} = \frac{B_{MAX} - B_{MIN}}{B_2 - B_{MIN}} = \phi,$$

где $\phi = \frac{1 + \sqrt{5}}{2}$ – пропорция золотого сечения. Значения параметра B в этих точках равны:

$$B_1 = B_{MAX} - \frac{B_{MAX} - B_{MIN}}{\phi} \text{ и } B_2 = B_{MIN} + \frac{B_{MAX} - B_{MIN}}{\phi}.$$

Точка B_1 делит отрезок $[B_{min}, B_2]$ в отношении золотого сечения. Аналогично B_2 делит отрезок $[B_1, B_{max}]$ в той же пропорции (рис. 3). В этих выбранных точках рассчитываются значения целевой функции $\zeta=f(B)$.

4) Сравнение полученных значений коэффициента гидравлических потерь при длине хорд B_1 и B_2 . Если $\zeta_1 \leq \zeta_2$, то $B_{max}=B_2$. В противном случае $B_{min}=B_1$.

На следующей итерации в силу свойства золотого сечения следует искать значение потерь только в одной новой точке, так как на предыдущем шаге уже были найдены функции на концах нового отрезка и в одной его внутренней точке.

Оптимизация считается завершенной, когда будет достигнута требуемая точность. Было принято считать оптимальную длину хорды с точностью ± 1 мм.

Начинать определение оптимальных значений длин хорд целесообразно при самых малых радиусах установки R и самых больших числах лопаток z . Это связано с тем, что при таком подходе уменьшается длина хорды из-за возрастания стеснения потока, и поэтому неизвестный диапазон варьирования будет меньшим. Например, для $R=100$ мм и $z=36$, была найдена оптимальная длина хорды равная $B=8$ мм. Следовательно, оптимальная длина хорды для других значений R и z будет однозначно больше 8 мм.

Для обобщения результатов размерное значение оптимальной длины хорды было заменено на безразмерное значение оптимального относительного шага $t_{opt} = t / B_{opt}$, как это принято в теории решеток. Ниже приведены результаты оптимизации.

Анализ течения в однорядной решетке

Как видно из рис. 4а, оптимальные значения шага лопаточной решетки на разных радиусах установки различны. Для плоской решетки принято считать, что изменение числа лопаток не влияет на относительный шаг. Однако для кольцевой решетки это условие не соблюдается. При увеличении числа лопаток относительный шаг так же увеличивается. Это можно объяснить тем, что при увеличении числа лопаток, угол отставания закрученного потока уменьшается и не требуется увеличения длины

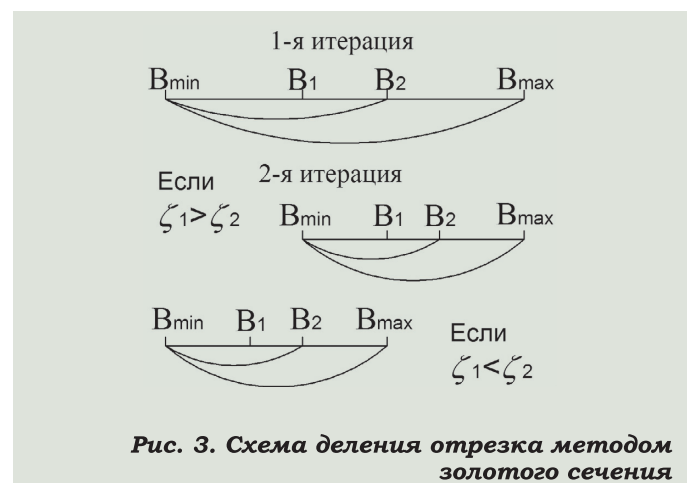


Рис. 3. Схема деления отрезка методом золотого сечения

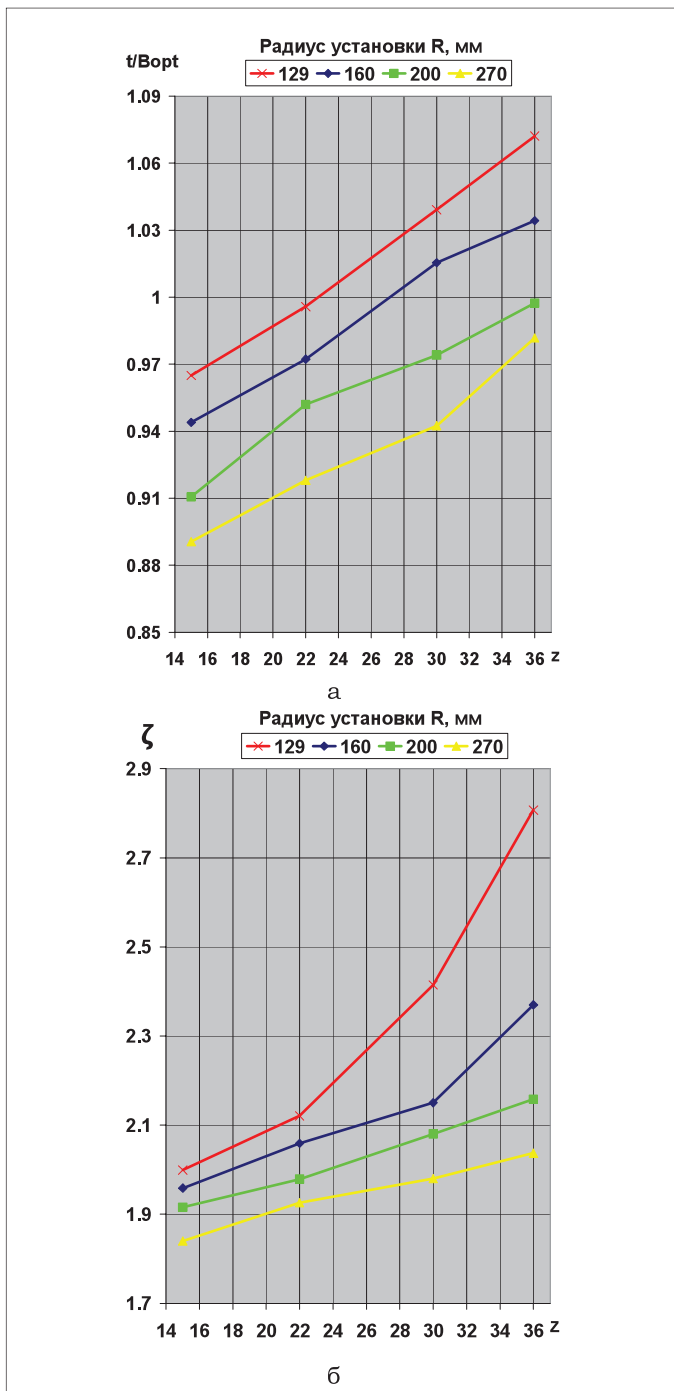


Рис. 4. Зависимости оптимального относительного шага (а) и коэффициента потерь (б) однорядной решетки от числа лопаток на различных радиусах установки

хорды для дополнительного спрямления потока этой решеткой.

Анализируя рис. 4б, можно сделать вывод о том, что с увеличением числа лопаток z потери возрастают. Это связано с увеличением суммарного трения о профили лопаток. Из-за стеснения потока при малых углах установки лопаток потери существенно возрастают.

Угол выхода потока для угла установки $\theta=60^\circ$ при оптимальных значениях относительного шага решетки равен $\alpha=22^\circ \pm 1^\circ$.

Полученные данные позволили создать поверхность отклика для t_{opt} и для ζ . Данная модель с достаточной точностью описывает изменение параме-

тров и с её помощью можно определять значения оптимального относительного шага, а также величину потерь для любого числа лопаток и радиуса установки из выбранного диапазона (рис. 5).

Итоговые регрессионные зависимости, связывающие входные и выходные факторы представлены ниже:

$$\begin{aligned} \overline{t_{opt}} = & 1,096 + 4,209 \cdot 10^{-3} z + 4,336 \cdot 10^{-6} z^2 - \\ & - 1,863 \cdot 10^{-3} R + 3,141 \cdot 10^{-6} R^2 \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \zeta = & 2,474 + 2,337 \cdot 10^{-2} z + 5,913 \cdot 10^{-4} z^2 - \\ & - 7,614 \cdot 10^{-3} R + 2,405 \cdot 10^{-5} R^2 - 1,803 \cdot 10^{-4} Rz \end{aligned} \quad (3)$$

Анализ течения в тандемной решетке

Анализируя полученные данные для тандемной решетки можно сделать вывод, что значение оптимального относительного шага решетки существенно зависит от радиуса установки этой решетки: чем выше радиус установки лопаток, тем меньше требуется значение оптимального относительного шага. Зависимость между t/V и z аналогична для однорядных лопаток (рис. 4а и рис. 6а).

Из рис. 6б видно, что с увеличением радиуса установки потери в решетке уменьшаются. Это напрямую связано с уменьшением относительного шага решетки, однако уменьшение размера лопаток на большем радиусе приводит к возрастанию уровня потерь в аппарате. Это вызвано существенным увеличением длины хорды, что приводит к повышенным потерям на трение о профиль лопатки.

Угол выхода потока при оптимальных значениях относительного шага решетки равен $\alpha=30^\circ \pm 1^\circ$. Это значит, что поток не отстает относительно геометрическо-

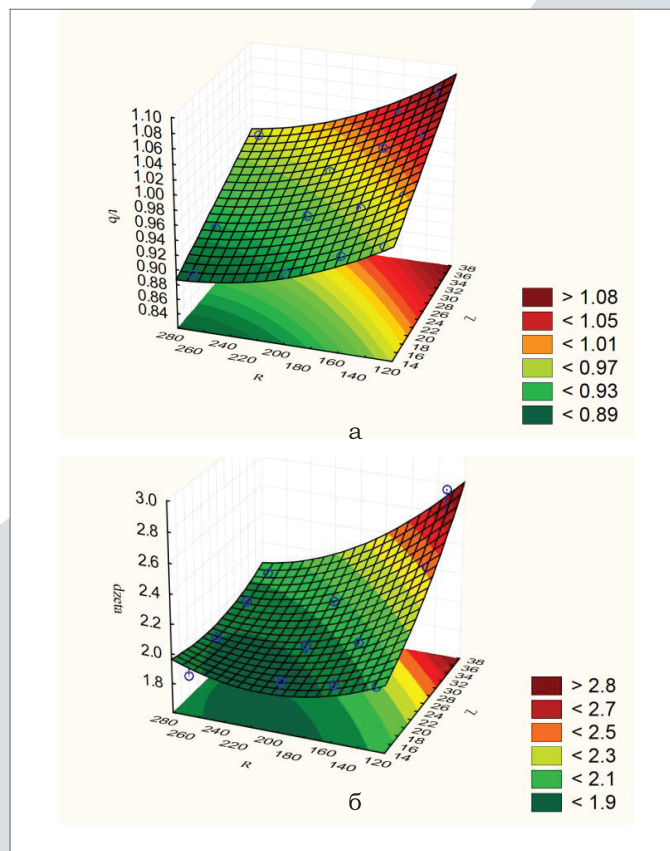


Рис. 5. Поверхности отклика t_{opt} (а) и ζ (б) для однорядных решеток

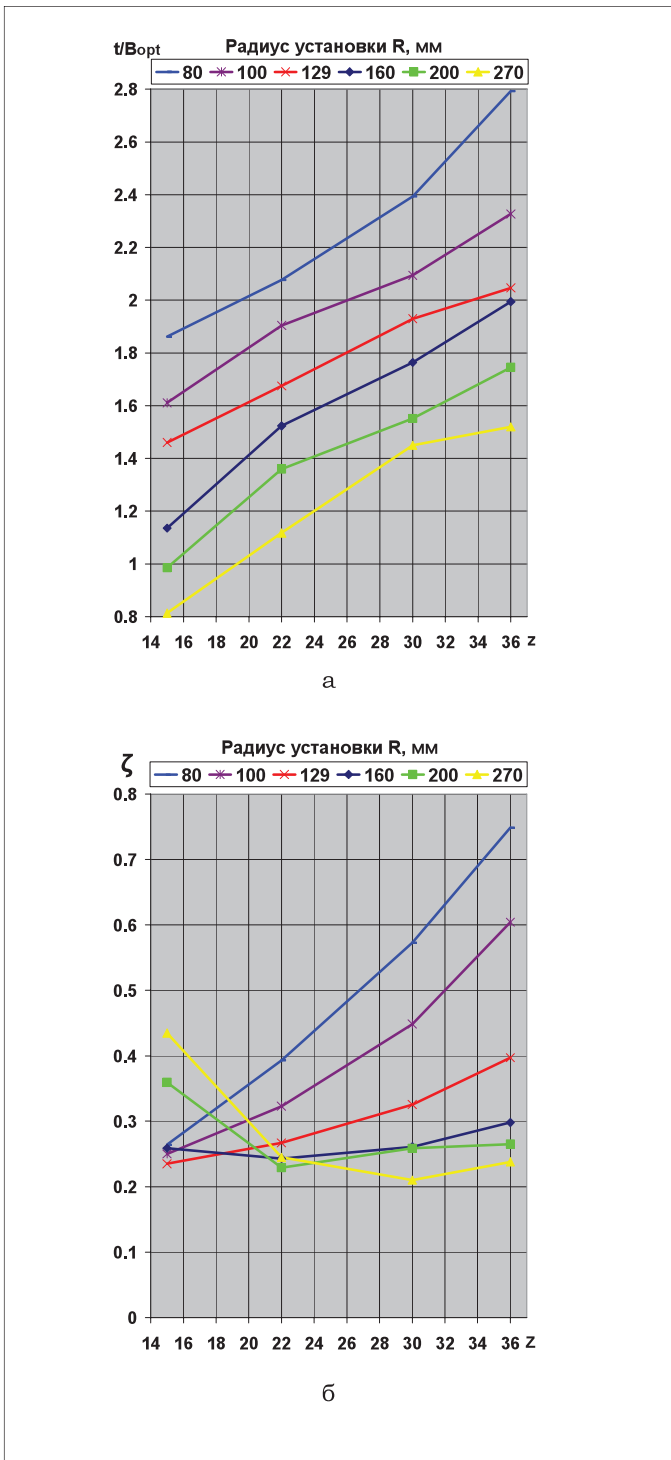


Рис. 6. Зависимость оптимального относительного шага (а) и коэффициента потерь (б) тандемной решетки от числа лопаток на различных радиусах установки

го угла установки лопаточной решетки, благодаря стабилизирующему воздействию предкрылка.

Поверхности отклика для t_{opt} и ζ (рис. 7) позволяют качественно оценить характер зависимости от радиуса установки и числа лопаток. Для количественной связи между входными и выходными факторами для тандемных решеток были получены следующие регрессионные зависимости:

$$\begin{aligned} \overline{t_{opt}} = & 2,015 + 5,760 \cdot 10^{-2} z - 4,51 \cdot 10^{-4} z^2 - \\ & - 1,368 \cdot 10^{-2} R + 2,437 \cdot 10^{-5} R^2 ; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\zeta = 0,4043 + 3,108 \cdot 10^{-4} z + 5,943 \cdot 10^{-4} z^2 -$$

$$- 1,712 \cdot 10^{-3} R + 1,478 \cdot 10^{-5} R^2 - 1,637 \cdot 10^{-4} Rz . \quad (5)$$

Полученные формальные макромодели в виде полинома второй степени адекватно описывают полученные результаты и позволяют использовать данные уравнения для поиска оптимального значения числа лопаток ВРА.

Приведем пример использования данной методики оптимизации. По техническому заданию известны радиусы втулочной и периферийной поверхности ВРА $R_{BT}=130$ мм и $R_{\Pi}=250$ мм (рис. 2). Необходимо определить оптимальные геометрические параметры тандемной кольцевой решетки. Подставим значения R_{BT} и R_{Π} в уравнение (5) и минимизируем данную целевую функцию $\zeta(R_{BT}, z) \rightarrow \min$ и $\zeta(R_{\Pi}, z) \rightarrow \min$. Примем весовые коэффициенты для $\zeta(R_{BT}, z)$ и $\zeta(R_{\Pi}, z)$ одинаковыми и найдем итоговое оптимальное количество лопаток равное $z=26$. Зная число лопаток находим оптимальные значения $\overline{t_{opt}}$ для R_{BT} и R_{Π} : $\overline{t_{optBT}} = 1,78$ и $\overline{t_{opt\Pi}} = 1,31$. Оптимальные хорды будут равны $B_{BT}=18$ мм $B_{\Pi}=46$ мм.

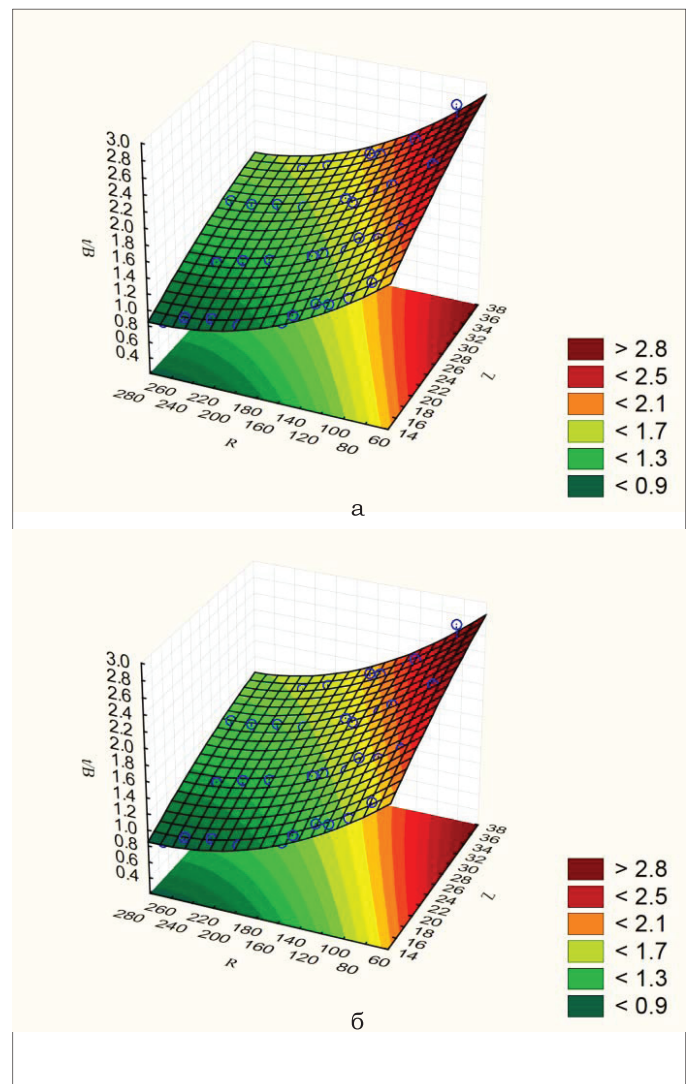


Рис. 7. Поверхности отклика t_{opt} (а) и ζ (б) для тандемных решеток

При расчете коэффициента потерь для других углов установки были приняты оптимальные значения относительного шага решетки для $\theta=60^\circ$.

На рис. 8 представлены значения средних коэффициентов потерь ζ и угол выхода потока α для разных углов установки тандемной и однорядной лопаточной решетки θ . Так как лопатки представляют собой симметричный профиль, то величина потерь и угол закрутки потока будут одинаковы как для положительной, так и для отрицательной закрутки.

Визуализация течения в лопаточной решетке подтверждает полученные данные (рис. 9). Сравнивая потери однорядной и тандемной решеток видно существенное преимущество тандемных решеток. Благодаря наличию предкрылка обеспечивается более равномерное натекание на поворотную часть тандемной лопатки.

Выводы

Предложенный метод оптимизации позволяет ускорить анализ при выборе геометрических параметров лопаточных аппаратов и повысить эффективность ВРА в целом.

Полученные зависимости в виде формулы (4,5) для выбора оптимального шага решетки можно использовать для создания эффективных тандемных ВРА с минимальными потерями работающих при различном повороте лопаток.

Сравнительный анализ течения в однорядных и тандемных лопатках показал существенное преимущество использования тандемной конструкции. Оптимальное значение относительного шага решетки t_{opt} для обоих типов уменьшается при увеличении радиуса установки R и уменьшении числа лопаток z .

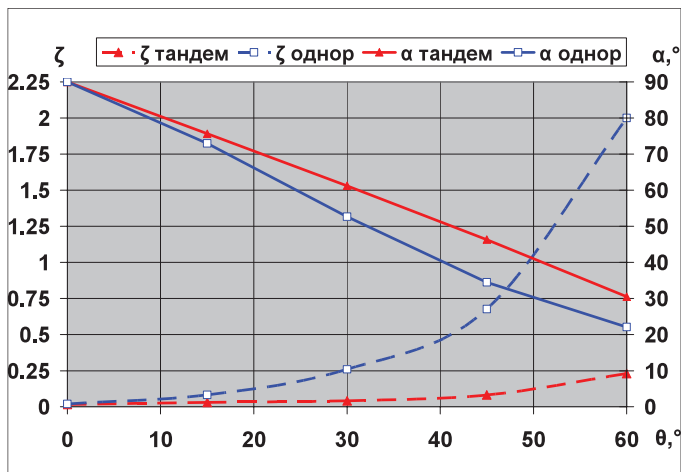


Рис. 8. Величина потерь ζ и угол выхода потока α в зависимости от угла установки θ

Список литературы:

1. Дейч М.Е. Атлас профилей решеток осевых турбин / М.Е.Дейч, Г.А. Филиппов, Л.Я. Лазарев. М.: Машиностроение, 1965. – 96 с.
2. Атлас экспериментальных характеристик плоских решеток охлаждаемых газовых турбин / В.Д. Венедиктов и др.. ЦИАМ, 1990. – 393 с.
3. Степанов, Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин / Г.Ю. Степанов. – М.: ГИФМЛ, 1962.– 512 с.
4. Гостелову Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: Пер. с англ.-М.: Мир, 1987.– 392 с., ил.

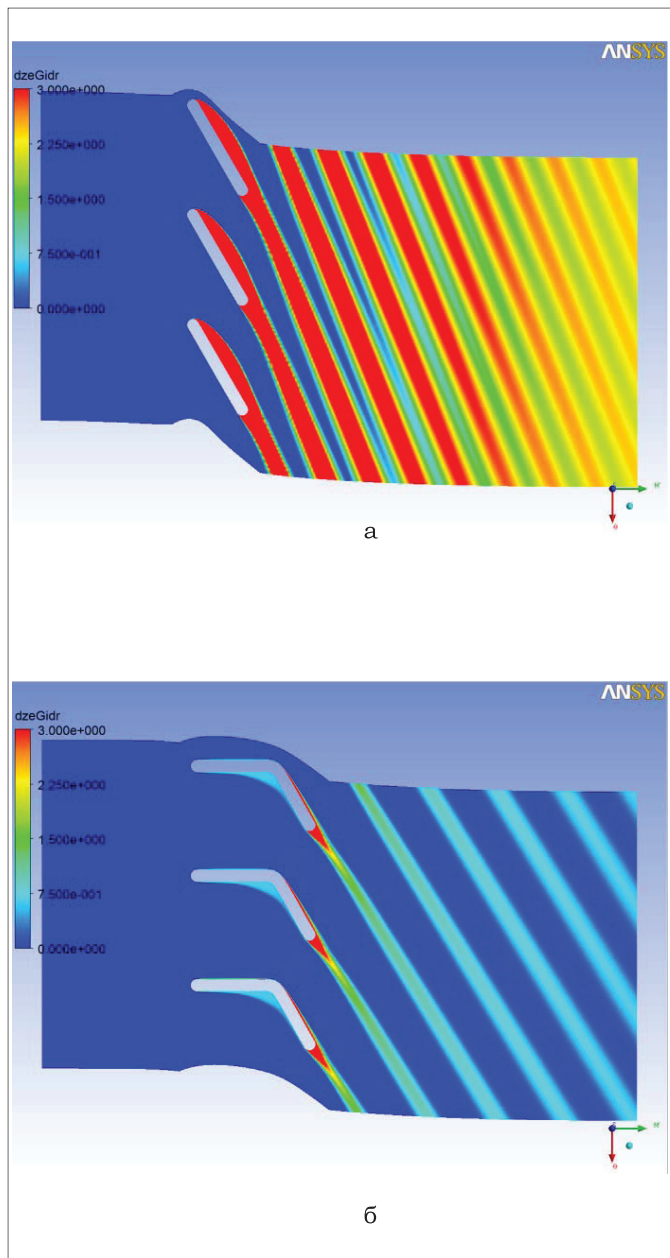


Рис. 9. Контуры коэффициента потерь в однорядной (а) и тандемной (б) кольцевой решетке при $R=150$ и $\theta=60^\circ$

5. Зиневич Г.Н. Исследование ступени центробежного нагнетателя с различными типами входных регулирующих аппаратов. Дис. ... канд. техн. наук. Сумы: СумГУ, 1975.

6. Бондаренко Г. А. Регулирование режима работы центробежных компрессорных установок. / Г.А.Бондаренко, В.Н. Довженко, Е.Н.Еременко. Обзорная информация, Серия ХМ-5. – Москва: ЦИТИХимнефтемаш, 1982. – 37 с.

7. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 280 с.

8. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, № 18. – P. 1598–1605.

9. Пантелеев А.В. Методы оптимизации в примерах и задачах [Текст]: учеб. пособие / А.В. Пантелеев, Т.А. Летова. – 2-е изд., исправл. – М.: Высш. шк., 2005. – 544 с.