

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
М.В. БУРЛАКА, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
Д.И. МАКСЮТА, аспирант НТУ «ХПИ»

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ УДАРА НА РАБОЧУЮ ЛОПАТКУ ПРИ РАБОТЕ В СТУПЕНИ

В работе проведен численный эксперимент по изменению профиля рабочей решетки по высоте для обеспечения безударного натекания потока при работе в ступени. Получена зависимость интегральных профильных потерь в ступени от угла натекания на рабочую решетку. Произведена оценка прогнозирования расчетных исследований.

В роботі проведено чисельний експеримент зі зміни профілю робочої решітки по висоті для забезпечення безударного натікання потоку при роботі в ступені. Отримана залежність інтегральних профільних втрат у ступені від кута натікання потоку на робочу решітку. Проведена оцінка прогнозованості розрахункових досліджень.

The numerical experiment to change the blade profile in height of the channel for nonattack entry of the flow when working in stage was made. The plot of dependence of the integrated profile losses on the angle of inflow in blade grid was built. The assessment of prediction of the numerical data was done.

Введение

При модернизации паровых турбин, в первую очередь, преследуется цель повышения экономичности их проточных частей. Этого можно добиться за счет применения аэродинамически более совершенного лопаточного аппарата. Существенные резервы повышения аэродинамической эффективности содержатся в применении пространственного профилирования лопаточных аппаратов. Как правило, оптимизации подлежал либо направляющий либо рабочий аппарат отдельно [1].

На сегодняшний день возникает потребность в пространственной оптимизации ступени турбины в целом. Такая задача является очень сложной и требует большого количества методологических исследований. Одним из важных этапов таких исследований является необходимость получения качественной и количественной оценки потерь в ступени в зависимости от угла натекания на рабочую решетку. Этому вопросу и посвящена данная статья.

Постановка задачи

Объект исследования: турбинная ступень, в направляющей решетке которой использован профиль ТС1А, а в рабочей – профиль активного типа 1ММК (в базовой ступени).

Параметры ступени:

– направляющая решетка: $t/b = 0,661$, $\beta_y = 54,77^\circ$, $b = 23,75$ мм, $d/l = 29,2$, $l = 11,64$ мм;

– рабочая решетка: $t/b = 0,717$, $\beta_y = 12,92^\circ$, $b = 16$ мм, $d/l = 29,2$, $l = 11,64$ мм, $n = 8280$ об/мин;

– межвенцовый зазор: 4 мм.

Граничные условия: $P_1^* = 145965$ Па, $T_1^* = 375^\circ\text{К}$, $P_2 = 101300$ Па, рабочее тело – воздух. Указанным граничным условиям соответствует дозвуковое истечение во всей ступени (числа Маха не превышают $M = 0,62$). Плоскость замера параметров в расчетах

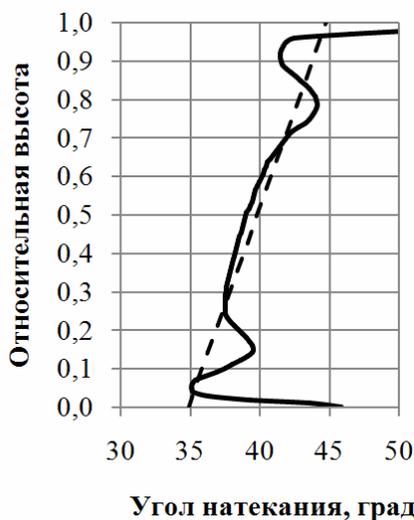
располагалась непосредственно за выходными кромками соответствующих решеток. Параметры ступени соответствуют экспериментально исследованным ступеням на воздушной турбине ВТ-3 кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ».

Для получения данных о вязком течении в турбинной решетке численно решалась система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, расчетная схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах высоких градиентов. Все расчеты проводились в трехмерной постановке. Расчетная сетка для сопла составила $170 \times 80 \times 50$ элементов, для рабочей решетки $175 \times 80 \times 50$ элементов. Модель турбулентности – $k-\omega$ SST.

Цель исследования – получение зависимости суммарных потерь в ступени от угла натекания потока на рабочую решетку. При этом геометрия направляющего аппарата оставалась неизменной, а перо рабочей лопатки менялось с сохранением горла по высоте с целью обеспечения задаваемого удара натекания на рабочую решетку.

Расчетное исследование

Отталкиваясь от поставленной



— Угол натекания потока на рабочую решетку
 - - - Линия аппроксимации

Рис. 1. Распределение угла натекания потока на рабочую решетку и аппроксимирующая прямая этого распределения

цели исследования, на первом этапе эксперимента был произведен расчет базовой ступени с цилиндрическими рабочими лопатками, сформированными профилем 1ММК. Были вычислены потери в ступени, а также, получена зависимость угла натекания потока на рабочую решетку на расстоянии 1 мм от входной кромки рабочего колеса (рис. 1).

Создать форму лопатки полностью обеспечивающую безударный вход технологически нецелесообразно в виду сложной формы кривой угла натекания по высоте. Было решено аппроксимировать ее по линейному закону без учета сложного течения у корня и периферии решетки. Линия аппроксимации показана на рис. 1. Для обеспечения безударного входа был изменен профиль рабочей решетки по высоте согласно полученному аппроксимированному распределению угла натекания.

Изменение профиля проводилось с

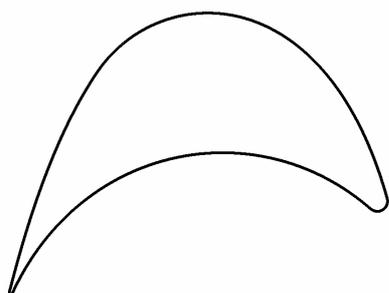


Рис. 2. Базовый профиль решетки

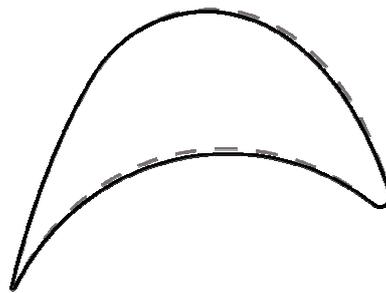


Рис. 3. Корневое сечение измененного профиля решетки

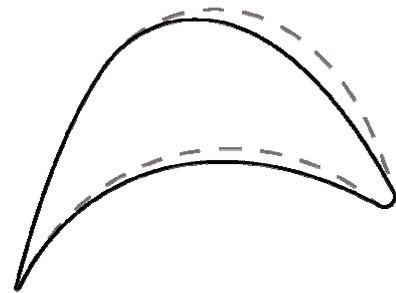


Рис. 4. Периферийное сечение измененного профиля решетки

использованием его параметрической модели [2], которая в общем случае позволяет однозначно определить форму профиля по девяти параметрам (t/b , угол установки, геометрический угол входа, геометрический угол выхода, угол отгиба выходной кромки, угол заострения входной кромки, угол заострения выходной кромки, радиусы входной и выходной кромок). Из них варьировался только один – геометрический угол входа. Пространственная форма лопатки формировалась по двум сечениям (корневое и периферийное), которые изменялись в соответствии с полученным аппроксимационным законом (рис. 1).

На рис. 2–4 представлены профили сечения рабочих решеток до и после изменения.

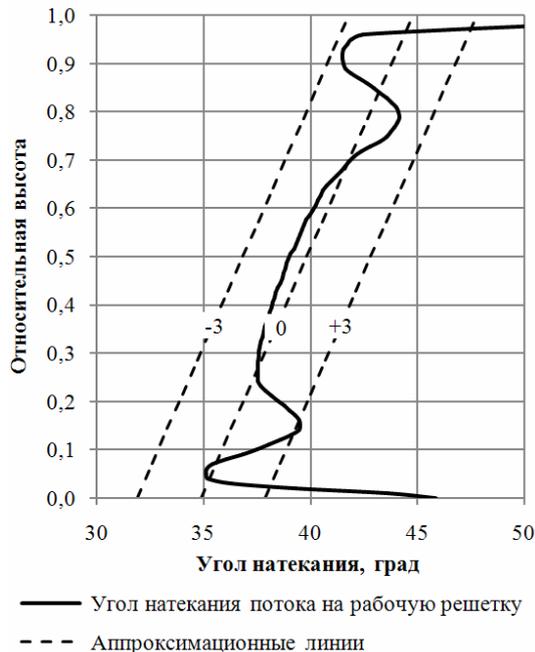


Рис. 5. Распределение угла натекания потока на рабочую решетку и аппроксимирующие линии для разных углов атаки

Полученные профили обеспечивают безударное натекание на рабочую решетку в соответствии с полученным законом распределения углов натекания по высоте.

При заданных граничных условиях, фиксированной геометрии направляющего аппарата, а также скорости вращения ротора воздушной турбины и сохранении горла рабочей решетки единственной возможностью создания угла атаки является изменение формы профиля рабочей решетки путем изменения его геометрического угла входа. Полученная аппроксимационная линия распределения угла натекания по высоте решетки имеет наименьшее среднеквадратичное отклонение. Для получения профиля с геометрическим углом входа, равным заданному углу атаки, линия аппроксимации смещалась без изменения ее угла наклона на величину угла атаки. Это обеспечивало заданный угол атаки по всей

высоте рабочей решетки. В качестве исследуемых углов атаки были выбраны три угла: -3° , 0° и $+3^\circ$ (отрицательному значению соответствует удар в спинку, положительному – удар в животик). Аппроксимационные линии для всех рассмотренных углов натекания потока показаны на рис. 5.

Результаты расчетов

По данным аппроксимационных линий были построены три рабочих колеса соответствующие выбранным углам атаки, которые сформировали перо рабочей лопатки. Для каждого рабочего колеса был произведен численный расчет его работы в ступени в программном комплексе *ANSYS CFX*. Для определения интегральных профильных потерь использовалась формула [3]:

$$\xi = \frac{2 \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вых}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{(k-1) \cdot M_{\text{из}}^2},$$

где $P_{вх}$ – полное давление на входе в решетку; $P_{вых}$ – полное давление на выходе из решетки; k – коэффициент адиабаты для воздуха; $M_{из}$ – изоэнтропное число Маха, вычисленное по формуле

$$M_{из} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{\max[P_1, P_2]}{P_{ст}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}$$

где $P_{ст}$ – статическое давление на входе в решетку.
 Результаты обработанных расчетов сведены в таблицу.

Таблица

Потери в ступени при разных углах натекания на рабочую решетку

Потери	Базовый профиль	-3°	0°	+3°
В соплах	4,89022 %	4,87022 %	4,87055 %	4,87410 %
В лопатках	8,33677 %	7,69816 %	7,49868 %	7,84988 %
Суммарные	13,22699 %	12,56838 %	12,36923 %	12,72398 %

Из таблицы видно, что изменение геометрического угла натекания существенно влияет на суммарные потери в ступени. Диапазон изменения потерь в рабочем колесе составил 0,35 % при практически неизменном значении потерь на направляющем аппарате.

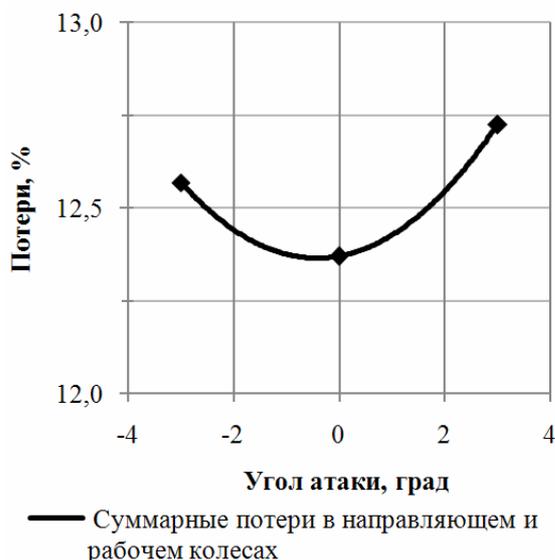


Рис. 6. Зависимость интегральных профильных потерь рабочей решетки от угла атаки

На рис. 6 представлена зависимость интегральных потерь рабочей решетки от угла атаки. Следует отметить, что наиболее низкое значение коэффициента потерь энергии мы видим при безударном натекании. Сравнение с исходным вариантом (базовый профиль цилиндрической ступени) показало, что уменьшение потерь в ступени с безударным натеканием составляет 0,84 % в абсолютных величинах. Очевидно, что такое значительное уменьшение потерь связано с более благоприятным обтеканием рабочих лопаток.

На рисунках 7–10 показаны распределения поля скорости вблизи входной кромки на среднем сечении рабочей решетки. Можно заметить, что при безударном натекании (рис. 8) точка

торможения потока располагается на равноудаленном расстоянии, как от стороны давления, так и от стороны разрежения профиля. Такое ее расположение способствует равномерному распределению потока на спинку и животик лопатки, что приводит к хорошему безотрывному обтеканию с наименьшим значением толщины пограничного

слоя. В случае с базовым профилем (рис. 7), вследствие несовпадения угла натекания с геометрическим углом входа, накапливается пограничный слой на вогнутой стороне профиля, что в свою очередь приводит к увеличению профильных потерь. Таким образом, изменение профиля по высоте по критерию безударности натекания позволило улучшить обтекание решетки и значительно снизить потери в ступени.

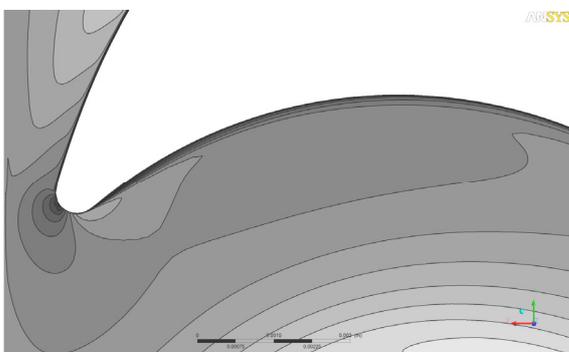


Рис. 7. Распределение поля скорости базового профиля

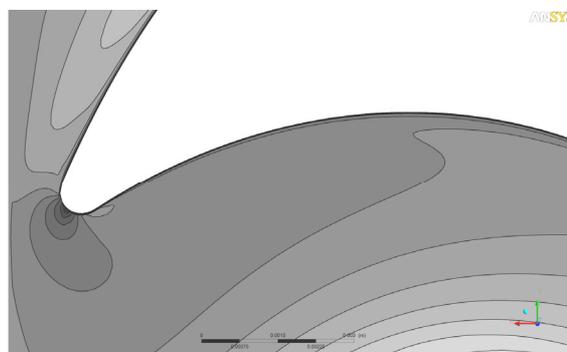


Рис. 8. Распределение поля скорости при безударном натекании

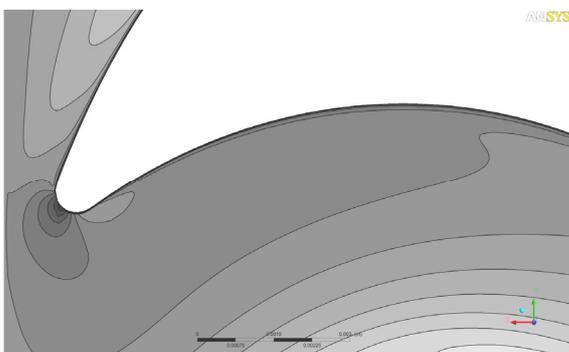


Рис. 9. Распределение поля скорости при угле атаки -3°

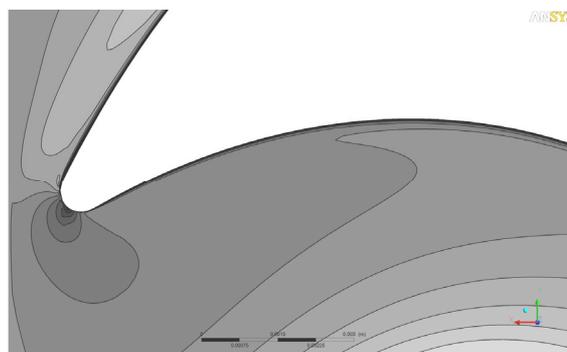


Рис. 10. Распределение поля скорости при угле атаки $+3^\circ$

Вывод

С использованием *CFD* расчетов в работе получено подтверждение возможности качественной и количественной оценки влияния удара на потери рабочей решетки при ее работе в ступени. Последнее имеет важное значение в случае постановки задачи трехмерной оптимизации турбинной ступени в целом.

Список литературы: 1. Бурлака, М.В. Аэродинамическая оптимизация направляющих решеток осевых турбин [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16: защищена 27.01.2011, утв. 22.04.2011 / Бурлака Максим Васильевич. – Х., 2011. – 167 с. 2. Бойко, А.В. К вопросу об оптимизации формы плоских турбинных профилей [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака, В.С. Баранник // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 5. – С. 51-54. – ISSN 2078-774X. 3. Дейч, М.Е. Техническая газодинамика [Текст] / М.Е. Дейч. – 2-е изд., пререраб. и доп. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1961. – С. 471.

© Бойко А.В., Бурлака М.В., Максютя Д.И., 2012
Поступила в редколлегию 13.02.12