

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЛОПАТОЧНЫХ КОЛЕС МИКРОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК НА ОСНОВЕ ПРОТОТИПОВ

А. С. Пугачук<sup>1,2</sup>, Д. В. Мюллер<sup>1</sup>, А. В. Чернышев<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет),  
Россия, 1050052, г. Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5, стр. 1

<sup>2</sup>Объединенный институт высоких температур Российской академии наук,  
Россия, 125412, г. Москва, ул. Ижорская, д. 13, стр. 2

Одним из важнейших элементов микротурбинных установок является турбинное колесо. Проектирование эффективных турбин требует значительных затрат. В статье предлагается методика проектирования турбин на основе существующих прототипов. Микротурбины имеют высокооборотный ротор. Поэтому возникает задача обеспечения прочности турбины при высоких скоростях вращения. В статье речь идет о газодинамической и прочностной оптимизации турбинных колес. Предложенная методика позволяет снизить напряжения в турбинном колесе при рабочем режиме с сохранением полезных газодинамических характеристик. В статье рассмотрены несколько модификаций места соединения лопаток с диском турбинного колеса, представлен их прочностной анализ. Проводится верификация методики проектирования турбин на основе прочностного и газодинамического анализа рабочих процессов в проточной части микротурбины.

**Ключевые слова:** микротурбина, турбинное колесо, прочность, газодинамический расчет, методика снижения напряжений, лопатка.

### Введение

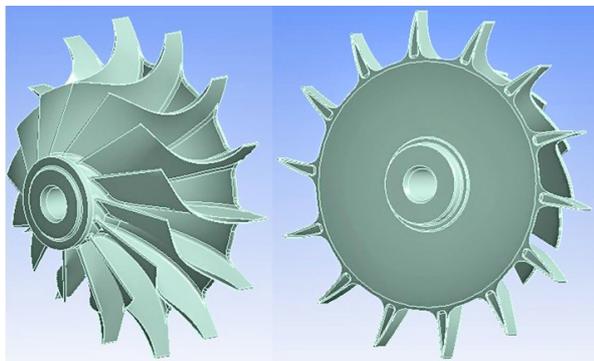
В настоящее время на компрессорных станциях магистральных трубопроводов в качестве привода для газоперекачивающих агрегатов (ГПА) широко применяются газотурбинные установки (ГТУ). Анализ процесса работы ГТУ и эффективности их использования в данных промышленных объектах позволяет выделить следующие преимущества: компактность, энергоемкость, автономность и большой ресурс. Положительная статистическая динамика использования ГТУ в составе ГПА для транспортировки газа свидетельствует о перспективности данного решения [1].

В российском нефтегазовом секторе проблема использования и утилизации попутного нефтяного газа (ПНГ) является актуальной и требует поиска оптимального решения. Примером реализации такого решения является переработка ПНГ с дальнейшим получением товарного газа и бензина. Другой способ применения ПНГ был изобретен для добычи и транспортировки нефти, а именно получения тепло- и электроэнергии. В этом случае попутный нефтяной газ является первичным источником энергии. Однако данный метод трудно реализовать в районах, далеко расположенных от центров энергоснабжения. Поэтому в таких случаях для выработки электроэнергии, а также утилизации самого ПНГ используют газотурбинные установки [2, 3].

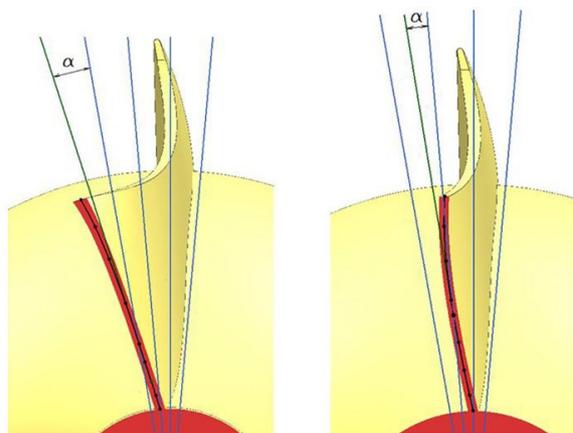
Одним из важнейших элементов ГТУ является турбина. В зависимости от условий работы, расхода газа или пара, рабочей среды используют несколько видов турбин: радиальные, осевые

и осерадиальные как разновидность радиальных. Последние часто применяются на ГТУ малой мощности (микротурбинах) за счет своего достаточно высокого КПД при сравнительно малых габаритах [3]. В составе микротурбины имеется центробежная осерадиальная газовая турбина, которая представляет интерес в разработке методик ее проектирования не только из-за сложного профилирования, но и из-за того, что при высокой частоте оборотов и высокой температуре рабочего тела она должна сохранять необходимые газодинамические характеристики и прочностные свойства. Развитие энергетической отрасли и совершенствование технологий и качества выполнения турбин приводят к актуальности вопроса оптимизации процесса их проектирования [4]. Можно отметить две основные проблемы при проектировании микротурбин. Во-первых, высокая скорость вращения ротора требует применения определенных материалов, которые должны быть подобраны в соответствии с физико-механическими свойствами. Во-вторых, турбина работает в условиях высоких температур, которые могут колебаться в зависимости от полноты сгорания топлива и его вида. Это приводит к тому, что с повышением температуры уменьшается предел прочности материала, следовательно, требуется закладывать больший коэффициент запаса.

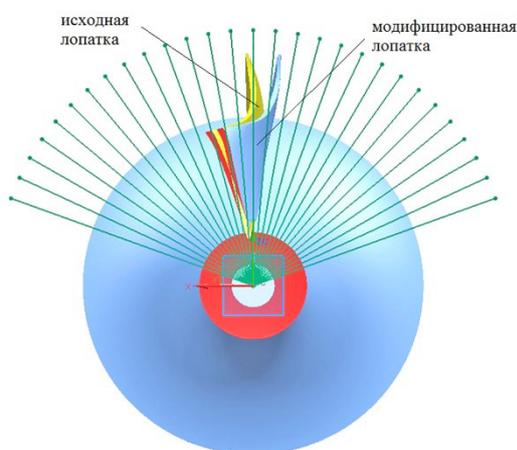
Разработка новых микротурбин связана с высокими затратами, которые, в свою очередь, влияют на стоимость всей газотурбинной установки малой мощности. Снижения затрат можно добиться с помощью применения в качестве про-



**Рис. 1. Геометрическая модель прототипа турбинного колеса с охлаждаемыми лопатками**  
**Fig. 1. Geometric model of turbine impeller prototype with cooled blades**



**Рис. 2. Оценка профиля лопатки исходного прототипа колеса турбины**  
**Fig. 2. Estimation of the blade profile of the initial prototype turbine wheel**



**Рис. 3. Сравнение поперечных сечений исходной и модифицированной лопаток**  
**Fig. 3. Comparison of the cross sections of the original and modified blades**

тотипов уже разработанных турбин (геометрических моделей или физических объектов) и их доработки с применением современных комплексов моделирования физических процессов [5, 6]. Предлагается решение такой задачи с помощью газодинамической и прочностной оптимизации турбинных колес. Исходный прототип турбинного колеса, например авиационного газотурбинного двигателя, используется для применения в стационарной ГТУ. Таким образом, возникает задача разработки методики проектирования турбины с сохранением газодинамических и прочностных характеристик. Чтобы достичь нужных параметров прочности и эффективности, производится коррективная геометрических характеристик турбины, которая позволяет при сохранении газодинамических характеристик прототипа снизить напряжения, возникающие в высоконагруженных местах рабочих колес.

Оптимизация турбинных колес ГТУ проводится в несколько этапов:

— оценка профиля лопатки исходного прототипа колеса турбины с точки зрения прочности;

— выработка концепции изменения геометрии лопатки с учетом сохранения углов входа и выхода профилей;

— применение разработанной концепции и анализ изменения профиля лопатки турбины;

— проектирование турбинного колеса с учетом повышенных требований к высоконагруженным местам;

— прочностной расчет турбинного колеса и сравнение полученных данных с параметрами исходного прототипа;

— газодинамический расчет турбины и сравнение полученных данных с параметрами исходного прототипа.

### Объект исследования

В данной работе в качестве колеса-прототипа выбрана турбина с охлаждаемыми лопатками, представленная на рис. 1. Проведены газодинамический и прочностной расчеты турбины на номинальном режиме (96000 об/мин), по итогу которых можно отметить, что газодинамические характеристики удовлетворяют предъявляемым требованиям, однако по прочности колесо не удовлетворяет требуемым параметрам. Коэффициент запаса в таком случае составляет 0,98, что является недопустимым. Анализ напряжений в колесе-прототипе показал, что самыми нагруженными местами являются соединения лопатки с диском (918 МПа) и на втулке (980 МПа). Предел прочности используемого материала ЧС88У-ВИ при рабочей температуре составляет 960 МПа. Следовательно, необходима оптимизация геометрии колеса с точки зрения прочности, а затем повторный газодинамический расчет с целью проверки сохранения требуемых параметров.

### Методика снижения напряжений в турбинном колесе

В первую очередь, для снижения центробежных сил в прототипе необходимо провести оценку отклонения сечений профиля лопаток от радиального направления (рис. 2). Оценка профиля лопатки исходного прототипа колеса тур-

бины проводится с помощью анализа отклонений средних линий поперечных сечений лопатки от радиального направления.

На периферии колеса лопатки имеют наклон в сторону вращения, вследствие чего в соединении их с диском возникают повышенные напряжения и деформации при высоких частотах вращения. Поэтому на первом этапе для снижения влияния центробежных сил проводится оценка профиля лопатки исходного прототипа колеса турбины с помощью анализа поперечных (перпендикулярных оси вращения) сечений лопатки. Основной задачей анализа является определение  $\alpha_{cp}$  — усредненного угла отклонения от радиального направления средних линий сечений лопаток. Далее проводится послойное выделение базовых цилиндрических сечений исходной лопатки и поворот их относительно оси вращения в соответствии с  $\alpha_{cp}$  таким образом, чтобы самое дальнее от оси сечение повернулось на угол  $\alpha_{cp}$ , а остальные — пропорционально радиусу выбранного сечения.

В целях уменьшения напряжений, действующих на втулку рабочего колеса, проводится снижение толщины лопатки с помощью уменьшения толщин сечений со стороны диска относительно их средних линий. На основе полученных базовых сечений проектируется модель лопатки с учетом проточной части турбины.

На втором этапе диск исходного рабочего колеса объединяется с полученными лопатками. Сопряжение элементов осуществляется с помощью галтели с радиусом  $1,4 \cdot 10^{-3}$  м. После этого проводится сравнение поперечных сечений исходной и модифицированной лопаток (рис. 3). Анализ сечений показал, что частично они отклонены по разные стороны от радиального направления, что может положительно повлиять на нагрузки от центробежных сил, т.к. они будут компенсировать друг друга.

### Прочностной анализ турбины

Для проверки эффективности предложенной методики спроектированное турбинное колесо рассчитывается на прочность при условиях номинального режима работы. При этом наиболее нагруженным является место соединения лопаток с диском на периферии. Поэтому далее предлагается провести исследование и выбор наиболее эффективной, с точки зрения параметров газодинамики и прочности конструкции этого соединения. Чтобы уменьшить нагрузки и эквивалентные напряжения в наиболее опасных участках детали, были приняты различные конструктивные решения и разработаны несколько модификаций турбинного колеса-прототипа.

**Модификация 1** — увеличение радиуса галтели до  $5 \cdot 10^{-3}$  м в месте соединения лопатки и диска. Такое решение имеет достоинство в виде получения высоких прочностных качеств. Однако недостатком является значительное снижение КПД и расхода газа из-за увеличения галтели, которая является препятствием для газового потока по мере его прохождения через проточную часть. По причине снижения эффективности работы турбины данная модификация не может быть рекомендована.

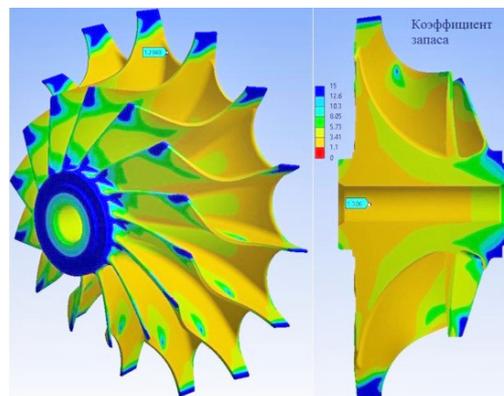


Рис. 4. Модификация турбинного колеса микротурбинной ГТУ

Fig. 4. Modification of the turbine wheel microturbine gas turbine installation

**Вторая модификация** имеет треугольную опору. Несмотря на то, что этот вариант позволяет избежать изменений проточной части, толщина поддержки лопатки составляет порядка  $0,5 \cdot 10^{-3} - 1 \cdot 10^{-3}$  м, что негативно влияет на прочность. Увеличение толщины поддержки невозможно из-за ограниченности в толщине диска на периферии, поэтому минимальный коэффициент запаса прочности для данной конструкции составляет 1,064. Этот показатель не удовлетворяет прочностным требованиям, следовательно, модификация 2 неприемлема.

Чтобы создать усиление поддержки лопатки, требуется упрочнение тыльной поверхности лопатки без внесения изменений в конструктивное исполнение проточной части. Это может быть реализовано с помощью увеличения диаметра перехода от плоской части к конусной части лопатки до  $92 \cdot 10^{-3}$  м, а также изменения радиуса галтели, соединяющей лопатку с диском по всей длине, до  $1,4 \cdot 10^{-3}$  м. С данным изменением были спроектированы модификации 3 и 4.

В **третьей модификации** благодаря усиленной треугольной опоре получен достаточно высокий минимальный коэффициент запаса 1,5, что соответствует требованиям прочности. Но предложенный вариант имеет недостаток: в местах усиления лопатки не сохраняются газодинамические параметры, что делает модификацию 3 не окончательной в данном исследовании.

Необходимо реализовать плавный переход от поверхности диска к лопатке, и это выполнено в **модификации 4**. В этом случае имеется параболический переход между внешним диаметром диска и точкой максимального диаметра поддержки. Данное решение позволяет сохранить газодинамические параметры относительно исходной турбины (снижение КПД менее 0,1%). Минимальный коэффициент запаса прочности по сравнению с модификацией 3 снизился до 1,29, однако значение удовлетворяет допустимому коэффициенту запаса. Таким образом, в качестве наиболее эффективного конструктивного исполнения турбины принята модификация 4. Распределение значений коэффициента запаса представлено на рис. 4.

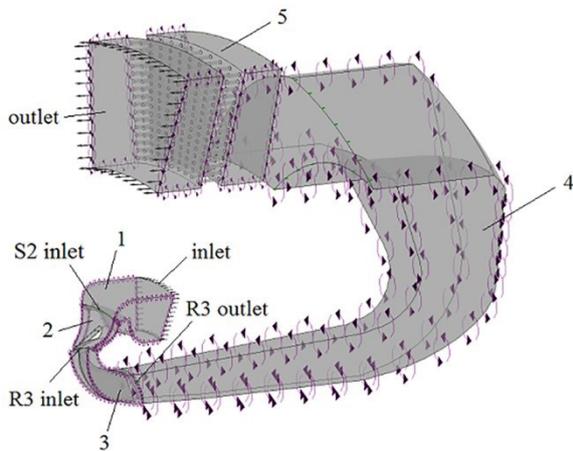


Рис. 5. Расчетная область для газодинамического расчета турбинного колеса в составе ГТУ  
 Fig. 5. Calculation area for gas-dynamic calculation of the turbine wheel as part of a gas turbine installation

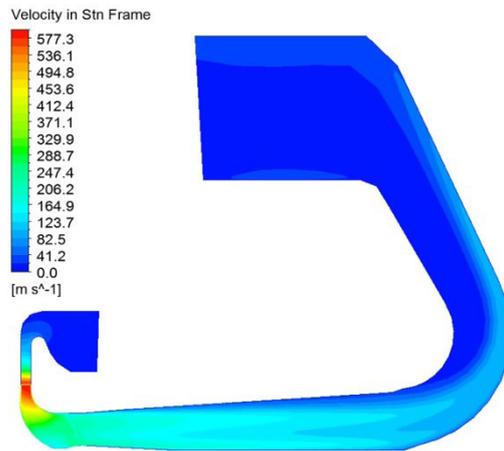


Рис. 6. Распределение абсолютных скоростей в меридиональном сечении расчетной области  
 Fig. 6. The distribution of absolute velocities in the meridional section of the computational domain

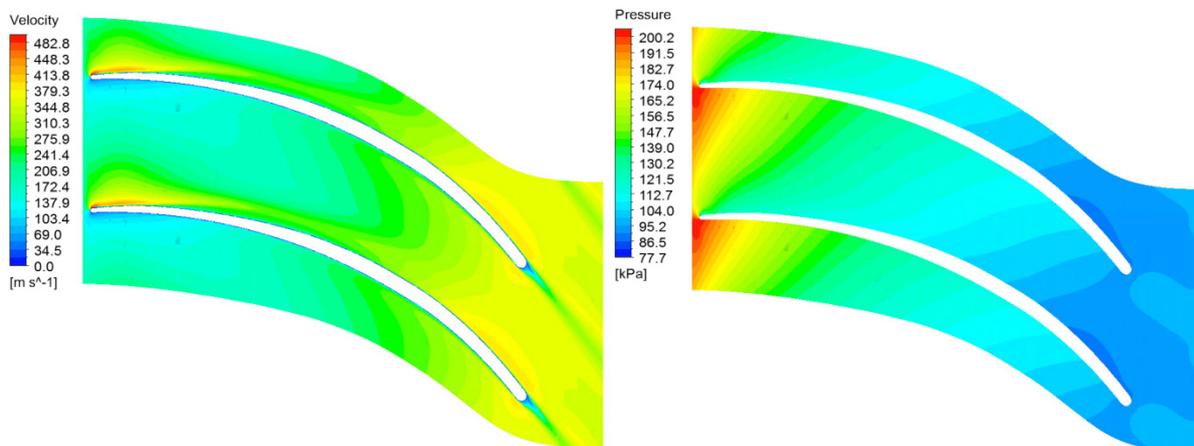


Рис. 7. Распределение скоростей и давлений в среднем сечении проточной части исследуемой турбины: (слева) распределение скоростей; (справа) распределение давлений  
 Fig. 7. Distribution of speeds and pressures in the middle section of the flow part of the turbine under study

По результатам расчетов проведен анализ вариантов исполнения турбины, газодинамических и прочностных характеристик и приведено обоснование использования модификации 4. Разработанная турбина имеет следующие конструктивные особенности:

- параболическая опора в соединении лопатки с диском;
- коэффициент запаса статической прочности 1,29;
- материал колеса: сплав ЧС88У-ВИ;
- рабочая температура 700 °С;
- предельные напряжения на колесе  $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{в}} = 940$  МПа.

#### Газодинамический анализ турбины

Следующим шагом необходимо провести оценку газодинамических свойств модифицированного колеса прототипа. Для этого проводится исследование газодинамических характеристик исходного и модифицированного турбинных колес [7], а также сравнение полученных данных.

Расчетная область (рис. 5) включает в себя: входной участок 1, сопловой аппарат 2, расчетную область турбины 3, выходной участок до рекуператора 4, область рекуператора 5. Каждая область состоит из сегмента, который повторяется в окружном направлении (замыкается). Входной участок и сопловой аппарат содержат 13 сегментов. Остальные области — 14 сегментов.

Расчетная область турбины не учитывает радиальный зазор между лопаткой и статорной частью, а также конфигурацию соединения лопатки с диском и зазор со стороны диска. Задача рассматривается в стационарной постановке и без учета внутренних источников тепла.

Базовыми зависимостями математической модели являются:

1. Система уравнений движения потока рабочей среды (уравнения Навье – Стокса):

$$\frac{\delta p}{\delta x} = 2 \frac{\delta}{\delta x} \left( \mu \frac{\delta u_x}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left[ \mu \left( \frac{\delta u_x}{\delta y} + \frac{\delta u_y}{\delta x} \right) \right] +$$

Таблица 1. Сравнение газодинамических параметров турбин с разгрузкой лопаток от центробежных сил и исходного прототипа  
 Table 1. Comparison of gasdynamic parameters of turbines with blade load removal from centrifugal forces and initial prototype

Параметр	Турбина исходная		Турбина модифицированная	
	S2 inlet	R3 outlet	S2 inlet	R3 outlet
Расход, кг/с	0,294	0,294	0,294	0,294
Полная температура, К	1100	839	1100	839
Мощность, кВт	91,76		91,72	
Степень расширения газа в турбине	3,33		3,34	
Адиабатический КПД ТК	0,943		0,941	
Адиабатический КПД турбинной ступени	0,923		0,922	

$$\begin{aligned}
 & + \frac{\delta}{\delta z} \left[ \mu \left( \frac{\delta u_x}{\delta z} + \frac{\delta u_z}{\delta x} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\delta}{\delta x} (\mu \operatorname{div} u), \\
 \frac{\delta p}{\delta y} & = 2 \frac{\delta}{\delta y} \left( \mu \frac{\delta u_y}{\delta y} \right) + \frac{\delta}{\delta x} \left[ \mu \left( \frac{\delta u_x}{\delta y} + \frac{\delta u_y}{\delta x} \right) \right] + \\
 & + \frac{\delta}{\delta z} \left[ \mu \left( \frac{\delta u_y}{\delta z} + \frac{\delta u_z}{\delta y} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\delta}{\delta y} (\mu \operatorname{div} u), \\
 \frac{\delta p}{\delta z} & = \rho F_z + 2 \frac{\delta}{\delta z} \left( \mu \frac{\delta u_z}{\delta z} \right) + \frac{\delta}{\delta x} \left[ \mu \left( \frac{\delta u_x}{\delta z} + \frac{\delta u_z}{\delta x} \right) \right] + \\
 & + \frac{\delta}{\delta y} \left[ \mu \left( \frac{\delta u_y}{\delta z} + \frac{\delta u_z}{\delta y} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\delta}{\delta z} (\mu \operatorname{div} u).
 \end{aligned}$$

где  $u_x$ ,  $u_y$ ,  $u_z$  — компоненты скорости рабочей среды;  $\mu$  — динамическая вязкость,  $\rho$  — плотность,  $p$  — давление рабочей среды;  $F_z$  — компонент массовой силы.

2. Уравнение неразрывности потока рабочей среды:

$$\operatorname{div}(\rho \cdot \vec{u}) = 0.$$

3. Уравнение сохранения энергии:

$$\operatorname{div}(\rho c_p T \vec{u}) = \operatorname{div}(\lambda \operatorname{grad} T),$$

где  $\lambda$  — коэффициент теплопроводности;  $c_p$  — удельная изобарная теплоемкость.

Базовые уравнения математической модели дополняются уравнением состояния идеального газа и зависимостями, описывающими модель турбулентности Ментера SST [8].

Граничные условия математической модели следующие: полное давление на входе (поверхность inlet) 350780 Па, температура 1100 К. На выходе (поверхность outlet) задано осредненное статическое давление — атмосферное давление — 101325 Па. Расчетная частота вращения для турбины (3) — 96000 об/мин.

Рабочая среда — смесь воздуха и продуктов сгорания. Решение проводилось методом конечных элементов, сходимость достигнута на уровне «невязок»  $2 \cdot 10^{-4}$ . Контроль сходимости осуществлялся с помощью наблюдения за стабилизацией расчетной полной температуры газа на выходе из турбины.

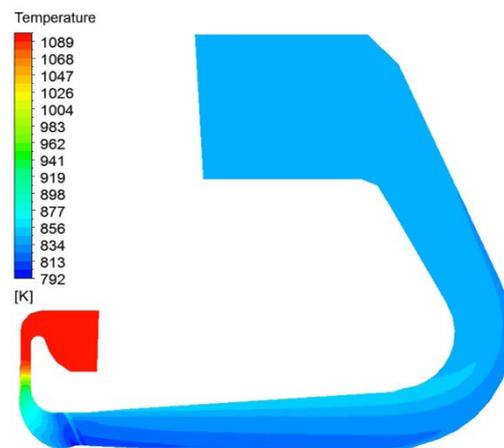


Рис. 8. Распределение температур рабочей среды в меридиональном сечении расчетной области  
 Fig. 8. Temperature distribution of the working medium in the meridional section of the computational domain

### Результаты газодинамического расчета

В результате расчета получены распределения давлений, скоростей и температур в расчетной области (рис. 6–8).

Газодинамические параметры в проточной части, а также рассчитанные параметры эффективности сведены в табл. 1, где представлено сравнение газодинамических параметров турбин с разгрузкой лопаток от центробежных сил и исходного прототипа.

### Сравнение и анализ полученных данных

Анализ полученных данных показал, что модифицированная турбина имеет достаточно близкие рабочие параметры отношению параметров исходного прототипа. Из-за модификации, поворота входного сечения лопаток, наблюдается нерасчетный вход потока рабочей среды из соплового аппарата на рабочее колесо (рис. 7) (удар и небольшой отрыв на входной кромке). Поэтому адиабатический КПД незначительно снижается (0,1%–0,2%). Полная температура на выходе из турбины сохранена. Скорость газа на выходе из турбины имеет незначительную неравномер-

ность в меридиональном сечении. Разница в показателях мощности, степени расширения газа и адиабатических КПД составила менее 0,3%. По результатам прочностного расчета турбинного колеса с параболической поддержкой лопаток в режиме номинальной скорости вращения ротора получен коэффициент запаса статической прочности 1,29. Длительная прочность турбинных колес может быть обеспечена при коэффициенте статической прочности более 1,25. Это подтверждается аналогичными прочностными расчетами турбин, существующих в реальных газотурбинных установках на номинальных режимах работы.

Разработанное турбинное колесо обеспечивает заданные параметры расхода рабочего газа, степени расширения и мощности, при этом удовлетворяет требованиям прочности.

### Заключение

Разработана методика снижения напряжений в колесе турбины. Данная методика проверена с использованием турбинного колеса прототипа. Геометрические характеристики прототипа усовершенствуются по разработанной методике: проводится оценка профиля лопатки на отклонение от радиальности сечений, поворот сечений лопатки и построение новой лопатки. Проводится проектирование турбинного колеса с учетом повышенных требований к высоконагруженным местам и анализ прочности прототипа и модифицированного турбинных колес. В отличие от исходного прототипа модифицированное турбинное колесо удовлетворяет требованиям прочности на номинальном режиме работы микротурбины. Полученные в результате газодинамического расчета основные газодинамические параметры и параметры эффективности модифицированного турбинного колеса незначительно отличаются от соответствующих параметров исходного прототипа. Благодаря модификации по разработанной методике коэффициент запаса турбинного колеса увеличился на 30% без существенного снижения газодинамических характеристик. Данная методика может быть применена не только к турбинным, но и к компрессорным осерадиальным рабочим колесам.

### Список источников

1. Рудаченко А. В., Чухарева Н. В. Газотурбинные установки для транспорта природного газа. 2-е изд., перераб. Томск: Изд-во Томского политехн. ун-та, 2011. 217 с.
2. Тумашев Р. З., Бодров Н. Г. Когенерационная газотурбинная установка на попутных нефтяных газах с высоким содержанием тяжелых углеводородов // Инженерный журнал: наука и инновации. 2012. № 10 (10). DOI: 10.18698/2308-6033-2012-10-401.

3. Anosike N., El-Suleiman A., Pilidis P. Associated Gas Utilization Using Gas Turbine Engine // Energy and Power Engineering. 2016. Vol. 8 (3). P. 137–145. DOI: 10.4236/epe.2016.83012.

4. Kosoi A. S., Popel' O. S., Zeigarnik Y. A., Sinkevich M. V., Beschastnykh V. N. Small Gas-Turbine Units For The Power Industry: Ways For Improving The Efficiency And The Scale Of Implementation // Thermal Engineering. 2017. Vol. 64 (10). P. 723–728. DOI: 10.1134/S0040601517100068.

5. Singh M. P., Lucas G. M. Blade Design and Analysis for Steam Turbines. McGraw Hill Professional, 2011. 400 p. ISBN 0071635734, 9780071635738.

6. Meherwan P. Boyce, Gas Turbine. Engineering Handbook. 3rd ed. Gulf Professional Publishing, 2006. 962 p. ISBN 9780750678469.

7. Bloch H. P., Singh M. P. Steam Turbines. Design, Applications, and Rerating. 2nd ed. McGraw Hill., 2009. 414 p. ISBN 978-0-07-164100-5.

8. Menter F. R. Zonal Two Equation  $k-\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows // AIAA Paper 93-2906. 1993. 21 p. DOI: 10.2514/6.1993-2906.

**ПУГАЧУК Александр Сергеевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (МГТУ им. Н. Э. Баумана); старший научный сотрудник лаборатории №10.1 — газотурбинных технологий Объединенного института высоких температур РАН (ОИВТ РАН). SPIN-код: 8743-8198

AuthorID (РИНЦ): 778164

AuthorID (SCOPUS): 56957229800

**МЮЛЛЕР Даниил Викторович**, аспирант кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н. Э. Баумана; инженер-конструктор отдела № 43 ПАО НПО «Наука».

**ЧЕРНЫШЕВ Андрей Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Вакуумная и компрессорная техника» МГТУ им. Н. Э. Баумана.

SPIN-код: 8978-8666

AuthorID (РИНЦ): 161131

ORCID: 0000-0003-4902-8314

AuthorID (SCOPUS): 57191038344

Адрес для переписки: pugachukalexandr@mail.ru

### Для цитирования

Пугачук А. С., Мюллер Д. В., Чернышев А. В. Проектирование лопаточных колес микротурбинных установок на основе прототипов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 3. С. 40–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-40-46.

Статья поступила в редакцию 26.06.2019 г.

© А. С. Пугачук, Д. В. Мюллер, А. В. Чернышев

## DESIGNING BLADE WHEELS FOR MICROTURBINE PLANTS BASED ON PROTOTYPES

A. S. Pugachuk<sup>1,2</sup>, D. V. Muller<sup>1</sup>, A. V. Chernyshev<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Bauman Moscow State Technical University,  
Russia, Moscow, 2-nd Baumanskaya St., 5/1, 105005

<sup>2</sup>Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences,  
Russia, Moscow, Izhorskaya St., 13, Bd. 2, 125412

**One of the main microturbine plant elements is a turbine impeller. Development of effective turbines demands considerable costs, that is why the method of turbine design based on existing prototypes is offered. Microturbines have a high-speed rotor. Therefore, there is a problem related to strength ensuring of the turbine at high speeds of rotation. In this article it is said about gasdynamic and strength optimization of turbine impellers. The offered method allows to reduce stresses in a turbine impeller during an operating mode without changing of useful gasdynamic characteristics. Several modifications of blade and wheel joint are considered in this research and also strength analysis is presented. Verification of method of turbine design is carried out. It based on the strength and gasdynamic analysis of working processes in a flow channel of the microturbine.**

**Keywords:** microturbine, turbine wheel, strength, gas-dynamic calculation, stress reduction method, blade.

### References

1. Rudachenko A. V., Chukhareva N. V. Gazoturbinnyye ustanovki dlya transporta prirodnogo gaza [Gas turbine installations for the transport of natural gas]. Tomsk: TPI Publ., 2011. 217 p. (In Russ.).

2. Tumashev R. Z., Bodrov N. G. Kogeneratsionnaya gazoturbinnaya ustanovka na poputnykh neftyanykh gazakh s vysokim sodержaniyem tyazhelykh uglevodorodov [Cogeneration Gas-Turbine Plant Running on Oil-Well Gas with Heavy Hydrocarbons High Content // Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii. *Engineering Journal: Science and Innovation*. 2012. No. 10 (10). DOI: 10.18698/2308-6033-2012-10-401. (In Russ.).

3. Anosike N., El-Suleiman A., Pilidis P. Associated Gas Utilization Using Gas Turbine Engine // *Energy and Power Engineering*. 2016. Vol. 8 (3). P. 137–145. DOI: 10.4236/epe.2016.83012. (In Engl.).

4. Kosoi A. S., Popel' O. S., Zeigarnik Y. A., Sinkovich M. V., Beschastnykh V. N. Small Gas-Turbine Units For The Power Industry: Ways For Improving The Efficiency And The Scale Of Implementation // *Thermal Engineering*. 2017. Vol. 64 (10). P. 723–728. DOI: 10.1134/S0040601517100068. (In Engl.).

5. Singh M. P., Lucas G. M. Blade Design and Analysis for Steam Turbines. McGraw Hill Professional, 2011. 400 p. ISBN 0071635734, 9780071635738. (In Engl.).

6. Meherwan P. Boyce, Gas Turbine. *Engineering Handbook*. 3rd ed. Gulf Professional Publishing, 2006. 962 p. ISBN 9780750678469. (In Engl.).

7. Bloch H. P., Singh M. P. Steam Turbines. Design, Applications, and Rerating. 2nd ed. McGraw Hill., 2009. 414 p. ISBN 978-0-07-164100-5. (In Engl.).

8. Menter F. R. Zonal Two Equation  $k-\omega$  Turbulence Models for Aerodynamic Flows // AIAA Paper 93-2906. 1993. 21 p. DOI: 10.2514/6.1993-2906. (In Engl.).

**PUGACHUK Alexander Sergeevich**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department, BMSTU; Senior Researcher of Laboratory No. 10.1 — Gas Turbine Technologies, JIHT RAS.

SPIN-code: 8743-8198; AuthorID (RSCI): 778164  
AuthorID (SCOPUS): 56957229800

**MULLER Daniil Viktorovich**, Graduate Student of Vacuum and Compressor Equipment Department, BMSTU; Constructor Engineer of Public Joint Stock Company Scientific Production Association «Nauka».

**CHERNYSHEV Andrey Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Vacuum and Compressor Equipment Department, BMSTU.

SPIN-code: 8978-8666; AuthorID (RSCI): 161131

ORCID: 0000-0003-4902-8314

AuthorID (SCOPUS): 57191038344

### For citations

Pugachuk A. S., Muller D. V., Chernyshev A. V. Designing blade wheels for microturbine plants based on prototypes // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 3. P. 40–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-3-40-46.

Received 26 June 2019.

© A. S. Pugachuk, D. V. Muller, A. V. Chernyshev