

УДК 621.438  
DOI: 10.12737/17083

А.М. Дроконов, А.В. Осипов, А.А. Волженцов

## ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ТУРБОАГРЕГАТОВ

Представлены конструкции модернизированных периферийных уплотнений проточной части паровых и газовых турбин.

**Ключевые слова:** паровая турбина, газовая турбина, периферийное уплотнение, рабочее колесо, бандаж.

A.M. Dronov, A.V. Osipov, A.A. Volzhentsov

## ECONOMY INCREASE OF TURBOSET FLOW UNIT

At present time a considerable part of installed facilities of steam – and gas-turbine units exhausted the body resources in connection with that their modernization is an urgent problem. The effectiveness increase in the work of a flow part in turbine units can be achieved at the expense of peripheral leakage decrease in bandless and banded stages of steam and gas turbines. In banded stages it can be achieved due to the choice of optimum value in the peripheral overlap of turbine rotor blades. In the BSTU there was obtained a dependence allowing the approximate definition of the optimum value for the overlap. At the same time the design of peripheral honeycomb seal with variable geometry allowing the operation with increased gaps in vibrating dangerous modes (start and stop) and in nominal conditions – with reduced gaps that gives the decrease of operation heat leakage about 30% in comparison with a basic design is offered. For bandless stages on the outer outline of an impeller the spiral profile

groove manufacturing is offered for the effect of flow blocking at periphery. In the BSTU on the test air benches it was established that at the optimum angle of spiral profile groove slope equal to  $15^{\circ}$  to the plane of the impeller rotation the efficiency increment for the stage of an average fanning is equal to about 1% in comparison with the variant of a smooth overlap. For the purpose of stage operation reliability increase at economy conservation there is offered a creation of the hollow chamber with 2...3mm depth in the middle part of the blade exterior cross section. The application of variants developed for the flow part modernization in turbo-machines should contribute to effectiveness and reliability increase of power-generating units and ensure the ecological characteristics improvement in plants at the expense of their vibro-acoustic activity decrease.

**Key words:** steam turbine, gas turbine, peripheral seal, impeller, band.

Проблема совершенствования и модернизации паро- и газотурбинных установок, работающих на грани технического ресурса, исключительно актуальна.

В настоящее время около 65% установленных мощностей паротурбинного и свыше 40% газотурбинного оборудования исчерпали свой парковый ресурс, что обуславливает необходимость решения задач по их реконструкции посредством новых исследований и конструкторских разработок, применения прогрессивных технологий.

Если рассматривать возможность повышения КПД цилиндров высокого и среднего давления паровых турбин, в которых рабочие венцы преимущественно обандажены, то важным направлением является модернизация конструкции надбандажных уплотнений со свойственными им низкой эффективностью, определяемой

степенью гашения скорости в их вихревых камерах, и частыми повреждениями в виде нарушения целостности [1].

Анализируя уровень периферийных утечек теплоносителя в обандаженной турбинной ступени, необходимо учитывать следующие обстоятельства:

- Повышенный периферийный зазор снижает экономичность ступени как за счет увеличения протечек рабочего тела, так и ввиду уменьшения оптимального характеристического коэффициента  $u/c_n$ , что сказывается на ее эффективности.

- Выбор оптимального значения периферийной перекрыши рабочих лопаток ( $\Delta''$ ) определяется двумя факторами: утечкой энергоносителя поверх бандажа, зависящей от относительных зазоров в ступени и качества надбандажного уплотнения, и изменением условий входа потока в рабочую решетку. Увеличение  $\Delta''$  способствует

снижению расхода газа через периферийный зазор, однако при этом возрастает неравномерность поля скоростей на входе в лопаточный аппарат.

Большое влияние на уровень периферийных утечек оказывает и величина закрытого осевого зазора – при его уменьшении следует сократить и  $\Delta''$ .

Приближенно, согласно исследованиям БГТУ, наивыгоднейшая величина перекрыши может быть определена из выражения

$$(\Delta'')_{opt} = 0,7 \frac{\sqrt{\rho_{\pi}}}{1 - \rho_{\pi} \sin \alpha_1} \delta_{эке},$$

Здесь  $\rho_{\pi}$  – степень реактивности у периферии ступени;  $\alpha_1$  – угол входа потока в рабочее колесо;

$$\delta_{эке} = \frac{\delta_{\pi}}{l_1 \sqrt{1 + z \delta_{\pi}^2 / \delta_z^2}},$$

где  $\delta_{\pi}$  – осевой зазор у периферии ступени;  $l_1$  – высота сотовой лопатки;  $z$  – число гребней в надбандажном уплотнении;  $\delta_z$  – межвенцовый зазор.

Рассмотрим вариант модернизации проточной части паровых турбин посредством усовершенствования надбандажного уплотнения сотовой конструкции, базовый вариант которого, внедренный на турбоблоках мощностью ряда 60...500 МВт, имеет следующие отличительные особенности (рис. 1):

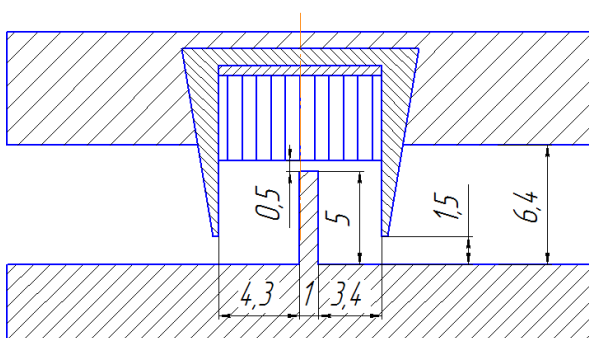


Рис. 1. Конструкция базового надбандажного сотового уплотнения

- Поверхность контакта при возможном касании гребнями сотовой вставки с ячейкой 1,0...1,5 мм мала, так как ее сегменты выполняют из фольги толщиной 0,1...0,15 мм. При этом незначителен и местный нагрев ротора из-за интенсивного отвода тепла сотоблоком.

- Возможно использование сотовых уплотнений при малых радиальных зазорах

(до 0,3 мм), что существенно сокращает непроизводительные утечки газа. Опыт эксплуатации показал, что при малых зазорах и врезании гребней в сотовую структуру до 1 мм практически не изменяется расход энергоносителя через такое уплотнение, при этом гребень получает незначительное истирание.

- Снижается жесткость неконсервативных аэродинамических сил в сравнении с прямоточными уплотнениями.

- Сохраняет динамическую устойчивость ротора.

К недостаткам таких конструкций можно отнести следующее:

- сложность изготовления сотовых уплотнений кольцевого типа;

- при одинаковых радиальных зазорах расход газа через сотовое уплотнение выше, чем в уплотнениях лабиринтового типа;

- трудности организации сепарации влаги и очистки ячеек при засолении;

- высокая экономичность может быть достигнута за счет создания малых радиальных зазоров.

Как показывает практика эксплуатации турбомашин, наибольшей виброактивностью ротор обладает на частичных и переходных режимах, прежде всего на режимах пуска и останова агрегата, когда необходимо проходить резонансные частоты.

С учетом изложенного разработана конструкция модернизированного сотового уплотнения с радиальным зазором 0,3 мм на рабочем (номинальном) режиме турбоустановки. Бандаж выполняется из никелида титана – износостойкого материала, выдерживающего до  $10^6$  циклов деформаций и обладающего эффектом памяти формы. Это позволяет предварительно «запрограммировать» геометрическую форму гребня бандажа, предусмотрев ее изменение в зависимости от температуры лопаточного венца.

Так, в процессе пуска и останова турбоблока, когда ротор недостаточно

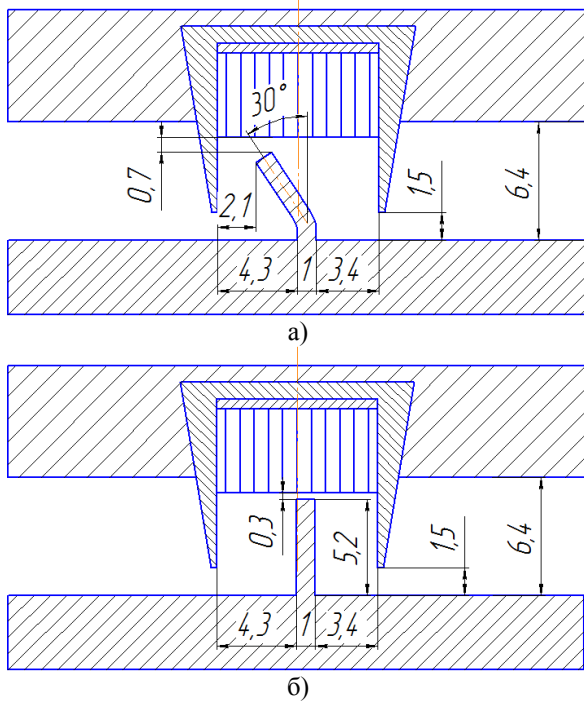


Рис. 2. Усовершенствованное уплотнение сотового типа: а - на режиме пуска-останова турбины; б - на рабочем режиме

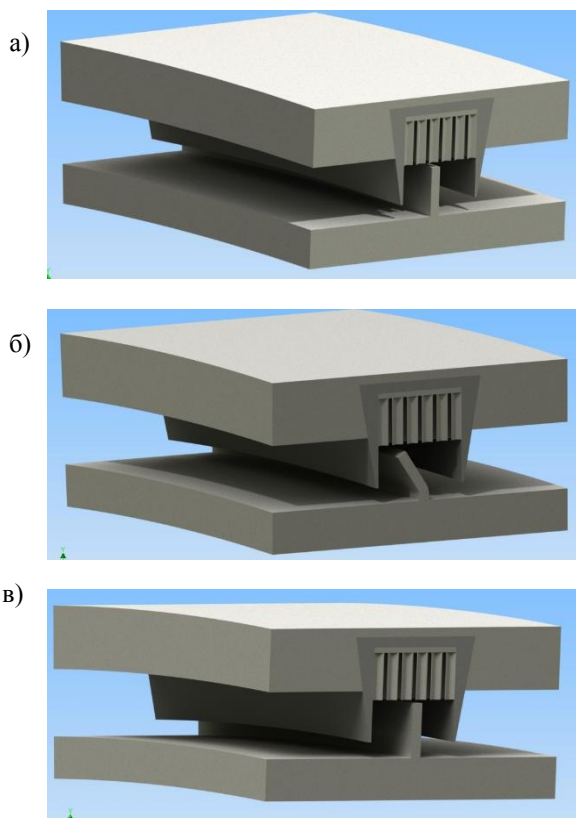


Рис. 3. Модели уплотнений: а – базового; б – усовершенствованного на режиме пуска; в – усовершенствованного на рабочем режиме

прогрет или его теплонапряженность уже снизилась, гребень бандажа приобретает

изогнутое положение (примерно на  $30^\circ$  в сторону набегающего потока), при этом радиальный зазор в уплотнении составляет 0,7 мм (рис. 2а). После выхода турбоустановки на рабочий режим и достижения ротором номинальной температуры гребень бандажа занимает перпендикулярное оси машины положение, что сокращает радиальный зазор в уплотнении до 0,3 мм (рис. 2б). Это позволяет проходить наиболее виброопасные пусково-остановочные режимы при увеличенных радиальных зазорах, практически исключив касание гребнями сотоблоков и, как следствие, их износ.

Анализ аэродинамических характеристик трех моделей уплотнений (рис. 1, 2 и 3) выполнен с использованием метода конечных элементов в системе автоматизированного проектирования Autodesk Simulation CFD при соблюдении одинаковых геометрических и режимных параметров: размер ячеек (диаметр вписанной окружности составляет 1,5 мм); давление на входе в уплотнение – 2,0 МПа, за ним – 1,97 МПа; температура перед уплотнением 708 К.

На рис. 4 проиллюстрированы поля скоростей в каналах трех исследованных вариантов моделей уплотнений. Очевидно, что наибольшим эффектом запирания обладает сотоблок с минимальным радиальным зазором 0,3 мм, о чем свидетельствуют и эпюры распределения скоростей потока на входе в обойму сотовой вставки (рис. 5).

Установлено, что осредненная величина входной скорости в усовершенствованном варианте сотоблока на рабочем режиме (рис. 2б) уменьшается примерно на 30%, а на режиме пуска-останова (рис. 2а) возрастает почти на 20% в сравнении с базовым вариантом (рис. 1). Соотношения расходов теплоносителя будут иметь примерно те же величины, что свидетельствует о значительном росте экономичности турбины при оборудовании проточной части модернизированным периферийным уплотнением сотового типа.

Следует отметить, что режимы пуска и останова исключительно кратковременны в эксплуатационном цикле турбоблока,

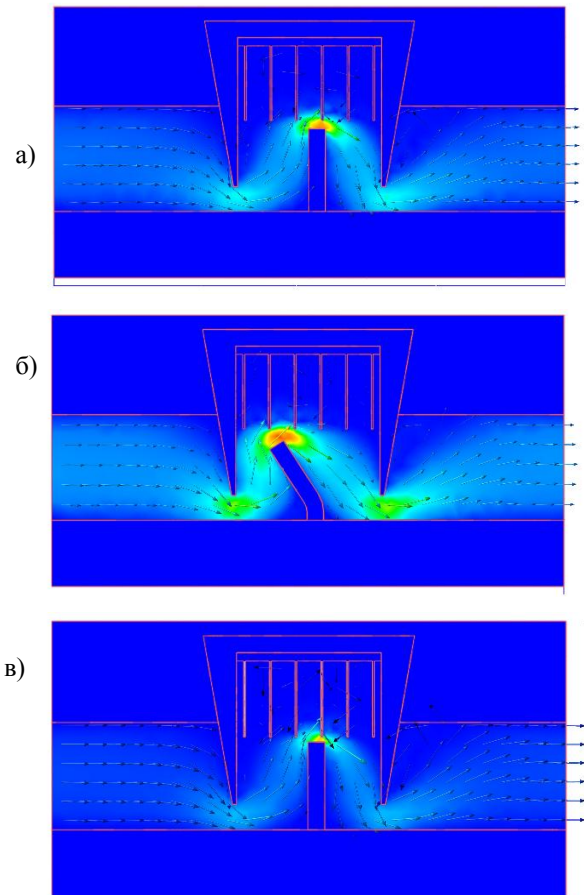


Рис. 4. Течения газа в каналах различных вариантов уплотнений: а – базового; б – усовершенствованного на режиме пуска; в – усовершенствованного на рабочем режиме

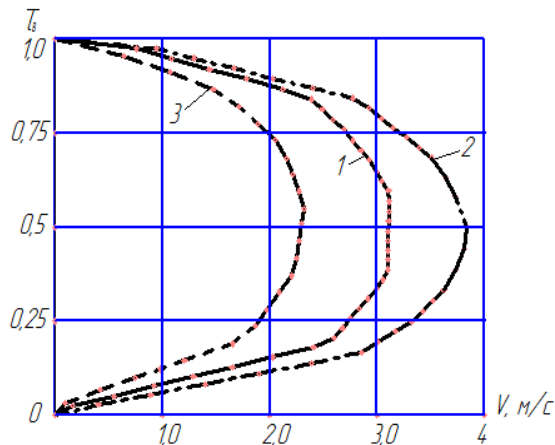


Рис. 5. Изменение скоростей потока на входе в соотблочки различных конструкций: 1 – базовый; 2 – усовершенствованный на режиме пуска; 3 – усовершенствованный на рабочем режиме;  $V = f(l_2)$ , где  $V$  – местная скорость газа,  $l_2$  – высота входной щели

а потому несколько возросшие при этом периферийные утечки не отразятся на его внутреннем КПД. В то же время за счет возрастающих виброакустическая активность рабочих колес.

Дальнейшее повышение эффективности сотовых уплотнений может быть получено посредством увеличения шероховатости поверхности ячеек и их монтажа с наклоном в сторону натекающего потока. Обоймы уплотнений следует также выполнить из никелид-титанового сплава, при этом торцы (как и в гребне бандажа) должны иметь изогнутое положение (против потока) на режимах пуска-останова агрегата, что позволит установить в этом сечении радиальный зазор порядка 0,7 мм.

На рабочем режиме стенки обоймы, прогреваясь, приобретают линейность, зазор сокращается до 0,3 мм.

В настоящее время в паровых и газовых турбинах применяются различные конструкции периферийных меридиональных обводов необандаженных турбинных ступеней. Проточная часть у периферии может выполняться гладкой (без уступа), в некоторых конструкциях предусматривается уступ за направляющим аппаратом и положительная перекрыша перед рабочим колесом. Периферийное течение в этой области имеет ярко выраженный трехмерный характер.

Создаваемый в межлопаточном канале такого отсека градиент давления на вогнутой и выпуклой поверхностях смежных лопаток вызывает интенсивное течение рабочего тела через радиальный зазор. Вследствие этого у вершины рабочих лопаток (РЛ) происходит взаимодействие щелевого, периферийного и основного потоков, обладающих значительной кинетической энергией. Это вызывает развитие у выпуклой поверхности лопаток вихревого слоя, который, закручиваясь в спираль, образует ядро вращающейся рабочей среды. Располагаясь у вершины лопаточного канала, вихревая область оказывает существенное влияние на процесс периферийного течения. Характер и интенсивность вихрей, а следовательно, и потерь энергии, вызываемых радиальным зазором в ступени, зависят от параметров пограничного слоя, относительного шага решетки, профиля и высоты РЛ, величин осевого и радиального зазоров, перекрыши, степени реактивности турбинной ступени.

Структура течения рабочего тела в периферийной области ступени определяет степень деформации потока у вершины, что сказывается на эффективности ее работы, степени реакции, а следовательно, и на уровне осевой нагрузки на лопаточный аппарат рабочего колеса (РК).

Выполненные в БГТУ на экспериментальных воздушных стендах в области чисел  $Mc1 = 0,3...0,5$  аэродинамические исследования трех вариантов конструктивного оформления периферийных сечений безбандажных ступеней с различным втулочным отношением  $\nu = d/l$  (здесь  $d$  – средний диаметр ступени,  $l$  – высота рабочих лопаток, которые в испытанных моделях были закрученными в соответствии с уравнением  $\alpha l = \text{const}$ ) свидетельствуют,

тельной перекрышей сопловых и рабочих решеток.

Эта закономерность проиллюстрирована на рис. 6 (вариант II) в виде зависимости снижения относительного внутреннего КПД ступени  $\Delta\bar{\eta} = (\eta - \eta_0)/\eta_0$  (здесь  $\eta$  – КПД ступени при опытном значении  $\delta$ ,  $\eta_0$  – при  $\delta = 0$ ) от радиального зазора. Как видно, безбандажные ступени следует выполнять с положительной перекрышей и аэродинамически уплотненным минимальным радиальным зазором, что обеспечит их наибольшую эффективность (рис. 6, вариант I).

С учетом того, что наибольшие потери от периферийных утечек характерны для безбандажных ступеней, перспектив-

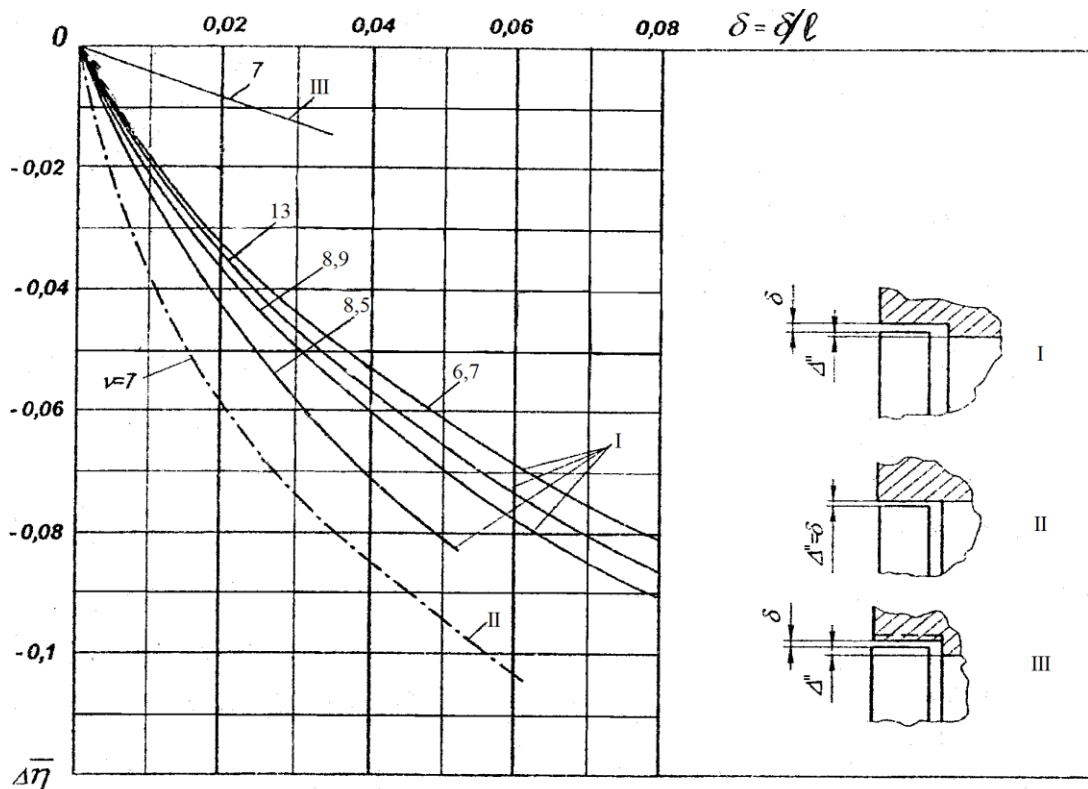


Рис. 6. Зависимость снижения относительного внутреннего КПД  $\Delta\bar{\eta}$  от относительного радиального зазора  $\delta$  для безбандажных ступеней различной веерности  $\nu$ : I – с положительной перекрышей ( $\Delta'' > 0$ ); II – с отрицательной перекрышей ( $\Delta'' < 0$ ); III – с положительной перекрышей ( $\Delta'' > 0$ ) и винтовыми канавками на внешнем обводе статора

что возможное в процессе эксплуатации турбоблоков увеличение радиальных зазоров в проточной части  $\bar{\delta} = \delta/l$  (где  $\delta$  – величина радиального зазора) наиболее негативно отражается на эффективности безбандажных турбинных отсеков с отрица-

ным решением, обеспечивающим их снижение, является выполнение на внешнем обводе РК винтовых профильных канавок под углом  $15^\circ$  к плоскости вращения РК, создающих эффект запирания потока у периферии. Принцип их действия заключается в следующем: в процессе взаимодей-

ствия щелевого и основного потоков ядро вращающейся рабочей среды, попадая в профильные канавки винтового типа (рис. 7, схема В), воздействует на основной по-

ток, натекающий под углом  $\alpha_1''$ , заставляя его смещаться в сторону межвенцевого зазора ступени, снижая тем самым величину периферийных утечек.

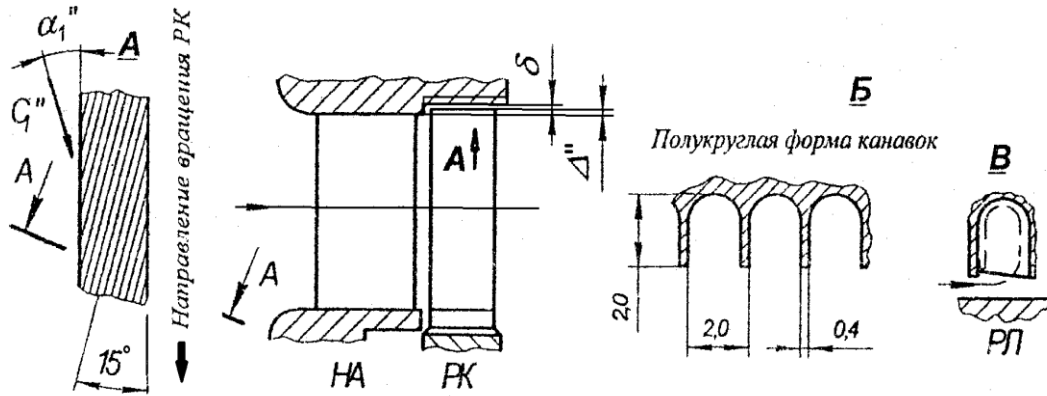


Рис. 7. Периферийное уплотнение с винтовыми полукруглыми канавками на внешнем обводе статора безбландажной ступени: А – вид на канавку; Б – сечение канавок; В – схема течения рабочего тела в канавке

Использование этой конструкции не только обеспечивает минимальные потери энергии (прирост КПД для ступеней средней верности составляет около 1% в сравнении с конструктивным вариантом I), но и существенно снижает периферийные утечки при возрастании радиальных зазоров в проточной части турбомашин (рис. 6, вариант III).

С целью повышения надежности безбландажных ступеней часто используют заостренные концы РЛ (высота подрезки составляет 2...3 мм в зависимости от радиальных зазоров), так как в этом случае возможна сборка машины с их минимальными размерами. Как правило, заострение выполняется со стороны спинки.

Несколько большая экономичность, чем в конструктивном варианте с периферийной кромкой, может быть достигнута при выполнении такого заострения по всему контуру профиля у его вершины (создание поллой камеры глубиной 2...3 мм в средней части внешнего сечения лопатки). Такую конструкцию РЛ целесообразно применять и в ступенях, оснащенных периферийными винтовыми канавками.

Использование разработанных вариантов модернизации проточной части турбомашин будет способствовать повышению эффективности и надежности энергоблоков, обеспечит улучшение экологических показателей установок за счет снижения их виброакустической активности.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гоголев, И. Г. Аэродинамические характеристики ступеней и патрубков тепловых турбин/ И. Г.
1. Gogolev, I.G., Stages and Suckers Aerodynamics of Heat Turbines/ I.G. Gogolev, A.M. Drokonov. – Bryansk: Grany, 1995. – pp. 258.

Гоголев, А. М. Дроконов. – Брянск: Грани, 1995. – 258с.

Материал поступил в редколлегию 15.09.15.  
Рецензент: д.т.н., профессор кафедры  
Брянского государственного технического  
университета А.А.Обозов

## Сведения об авторах:

**Дроконов Алексей Михайлович**, к.т.н., доцент, профессор кафедры «Тепловые двигатели» Брян-

ского государственного технического университета, тел.: 8-960-555-23-53.

**Осипов Александр Вадимович**, к.т.н., доцент кафедры «Тепловые двигатели» Брянского государственного технического университета, тел.: 8-915-809-51-39, e-mail: [avo-turbo@mail.ru](mailto:avo-turbo@mail.ru).

**Drokonov Alexey Mikhailovich**, Can.Eng., Assistant Prof. of the Dep. «Heat-Engines» Bryansk State Technical University, Phone: 8-960-555-23-53.

**Osipov Alexander Vadimovich**, Can.Eng., Assistant Prof. of the Dep. «Heat-Engines», Bryansk State Tech-

**Волженцов Андрей Альбертович**, аспирант специальности «Турбомашины и комбинированные турбоустановки», тел.: 8-915-802-52-55, e-mail: [patogenych.ne@yandex.ru](mailto:patogenych.ne@yandex.ru).

nical University, Phone: 8-915-809-51-39, e-mail: [avo-turbo@mail.ru](mailto:avo-turbo@mail.ru).

**Volzhentsov Andrey Albertovich**, Post graduate student on specialty «Turbomachines and Combined Turbo-Installation», Phone: 8-915-802-52-55, e-mail: [patogenych.ne@yandex.ru](mailto:patogenych.ne@yandex.ru).