

УДК 621.165

Исследование и аэродинамическое совершенствование выхлопного патрубка цилиндра низкого давления паровой турбины

А.Е. Зарянкин¹, Е.Ю. Григорьев², А.Н. Роголев¹, И.В. Гарнин¹

¹ ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»», г. Москва, Российская Федерация

² ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет им. В.И. Ленина»,
г. Иваново, Российская Федерация

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: Рассматривая проблему повышения мощности и экономичности паровых турбомашин, как существующих, так и перспективных, следует отметить, что традиционные аэродинамические пути их повышения только лишь за счет совершенствования проточной части практически себя исчерпали. При этом все больше исследователей обращают свое внимание на совершенствование работы выходных устройств паровых турбин – выхлопных патрубков. Здесь все еще остаются значительные резервы повышения технико-экономических показателей работы турбоустановок. Как правило, большинство работ связано с возможностью получения диффузорного эффекта за счет установки диффузора в корпусе выхлопного патрубка и профилирования его стенок, при этом некоторые авторы даже не рассматривают появления такого критического для течения в патрубке явления, как его запирание. В этом плане значительный прорыв в исследованиях достигнут в школе турбостроения МЭИ, где были предложены различные методы стабилизации течения в выхлопных патрубках, произведены физические модельные исследования, а ряд предложенных мер был внедрен на турбомашинах. Однако необходимо отметить, что оптимизационные физические исследования даже на моделях достаточно трудоемки и материально затратны, и, в лучшем случае, исследуются несколько вариантов моделей. В результате активного развития за последние десять лет специализированных инженерно-расчетных программ становится возможным провести инвариантные и многокритериальные исследования. В связи с этим актуальны исследования, направленные на оптимизацию предложенных ранее технических решений по совершенствованию работы выхлопных патрубков паровых турбомашин.

Материалы и методы: При выполнении исследований использованы методы математического моделирования турбулентных течений на основе уравнений Рейнольдса.

Результаты: Рассмотрено влияние выхлопных патрубков паровых турбин на технико-экономические показатели турбоустановок. Показаны ограничения, связанные с проектированием аэродинамически эффективных патрубков при создании мощных паровых турбомашин. Получены картины течения рабочей среды в выхлопном патрубке, предложены способы улучшения их аэродинамической эффективности: установка диффузора с отрицательной перекрышей относительно последней рабочей решетки и использование противовихревых решеток ниже горизонтального разъема патрубка. Расчетным путем доказана эффективность предложенных мер, произведена оценка интегральных характеристик стандартных и новых типов выхлопных патрубков.

Выводы: Результаты численного исследования способов аэродинамического совершенствования выхлопной системы паровых турбин обосновывают целесообразность использования в выхлопных патрубках осердечных диффузоров, устанавливаемых с отрицательной перекрышей, исключающих негативное влияние высокоскоростной струи на реализацию диффузорного эффекта, а также целесообразность установки ниже горизонтального разъема противовихревой решетки, позволяющей уменьшить интенсивность устойчивых вихревых шнуров, возникающих в результате поворота потока в патрубке относительно продольной оси турбины на 90°. Проектирование новых патрубков для паровых турбин с учетом изложенных рекомендаций позволит увеличить экономичность паротурбинных установок за счет снижения потерь энергии в системе выхлопа, а также повысить их надежность за счет уменьшения вибрации корпуса патрубка и, следовательно, ротора цилиндра низкого давления.

Ключевые слова: паровая турбина, выхлопной патрубок, диффузор, аэродинамика, энергетические потери, противовихревая решетка.

Study and aerodynamic improvement of steam turbine low pressure cylinder exhaust nozzle

A.E. Zaryankin¹, E.Yu. Grigoryev², A.N. Rogalev¹, I.V. Garanin¹

¹ National Research University «MPEI (Moscow Power Engineering University)», Moscow, Russian Federation

² Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Abstract

Background: Considering the problem of improving the performance and efficiency of steam turbines, both existing and prospective ones, it should be noted that the traditional aerodynamic ways of their increase only by flow part improvement have almost outlived themselves. While more and more researchers pay their attention to improving the output of steam turbines – the exhaust nozzles, there still remain significant reserves to improve the turbine technical and econom-

ic performance. As a rule, most of the works attempt to obtain the diffuser effect by installing a diffuser in the exhaust nozzle and profiling its walls, while some authors do not even consider the phenomena critical to the pipe flow such as its blocking. In this respect, a significant breakthrough in the research has been made at the MPEI School of Turbine Construction, which suggested different methods of stabilizing the flow in exhaust nozzles, conducted physical model studies, and implemented a number of suggested techniques in turbo-machinery. However, it should be noted that optimization physical research even on models is time-consuming and costly and, at best, involves only several model variants. But the rapid development of specialized engineering design programs in the last ten years has made it possible to conduct invariant and multi-criteria studies. All this makes it urgent to do research in order to optimize the earlier suggested technical solutions aimed at improving steam turbine exhaust nozzle operation.

Materials and methods: In our research we used methods of mathematical modeling of turbulent flows based on Reynolds equations.

Results: The paper studies the influence of exhaust nozzles of steam turbines on the turbine technical and economic indicators. It shows the limitations associated with the design of aerodynamically efficient nozzles for powerful steam turbomachines. We have obtained flow patterns of the working medium in the exhaust nozzle and suggested methods to improve their aerodynamic efficiency: by installing a diffuser with a negative overlap relative to the last working grid and by using anti-vortex grids below the horizontal nozzle connector. By calculation, we have proved the efficiency of the suggested measures, determined the integral characteristics of standard and new types of exhaust nozzles.

Conclusions: The results of the numerical study of aerodynamic methods of improving exhaust systems of steam turbines prove the appropriateness of using axial-radial diffusers with a negative overlap in exhaust nozzles, which excludes a negative impact of the high-speed jet on diffuser effect implementation. The investigation has also proved usefulness of installing an anti-vortex grid below the horizontal connector, which reduces the intensity of the steady vortex core flows, resulting from the 90° flow rotation in the nozzle relative to the longitudinal axis of the turbine. Design of new nozzles for steam turbines based on the recommendations described above will increase both the economic efficiency of steam turbines by reducing power losses in the exhaust system and their reliability by lowering the vibrations of the nozzle, and, therefore, of the low-pressure cylinder rotor.

Key words: steam turbine, exhaust nozzle, diffuser, aerodynamics, power losses, anti-vortex grid.

DOI: 10.17588/2072-2672.2017.2.018-026

Введение. Как известно, в системе отвода рабочего тела не производится полезной работы, поэтому потери энергии в выхлопных патрубках неизбежно влекут за собой снижение экономических показателей всей паротурбинной установки [1]. Кроме того, от конструкции выхлопных систем во многом зависят условия работы последних ступеней турбин, экономичность и надежность их работы. Неблагоприятное влияние выхлопные патрубки оказывают и на характер течения в следующих за ними элементах установок [2, 3]. Так, например, от состояния потока пара, поступающего в конденсатор, существенно зависит процесс конденсации и реальная температура получаемого конденсата. При большом гидравлическом сопротивлении на пути от последней ступени до теплообменных трубок конденсатора температура конденсата может снижаться на несколько градусов по отношению к расчетным значениям, что влечет за собой заметное снижение КПД теплового цикла. В связи с этим являются актуальными исследования выхлопного патрубка в целом для любой паротурбинной установки.

Вместе с этим серьезное повышение экономичности паровых турбин за последнее десятилетие, обусловленное использованием ряда новых решений, резко повысило интерес к тем элементам проточной части, где еще есть неиспользованные резервы снижения потерь энергии. В первую очередь это относится к системе отвода пара от последней ступени турбины к конденсатору. Несмотря на многочисленные расчетные и экспериментальные исследования, в данной области еще остается значительный

неиспользованный энергетический потенциал. Потеря энергии в выхлопных патрубках мощных паровых турбин по различным оценкам составляет от 40 до 70 кДж/кг, что соизмеримо с перепадами энтальпий на ступенях цилиндра низкого давления. Соответственно, даже при снижении этих величин на 10–20 % можно рассчитывать на существенное увеличение мощности турбины. Например, если снизить потери энергии в системе выхлопа из турбины К-800-240 ЛМЗ на 15 %, то расчетное увеличение мощности составит около 2,5 МВт.

Большое количество работ, посвященных цилиндрам низкого давления паровых турбин, направлено на решение вопроса увеличения пропускной способности единичного выхлопа. Особо здесь следует отметить тот факт, что предельный расход через ЦНД зависит не только от параметров проточной части турбомашин, но и в значительной мере определяется геометрией выхлопного патрубка.

Прежде всего, повышение предельного расхода через проточную часть связывают с увеличением длины лопатки последней ступени. При этом для сохранения линейных габаритов турбомашин осевую длину патрубка, как правило, сохраняют. Так, согласно зависимости, представленной на рис. 1, увеличение длины последней лопатки с 765 мм (ЦНД К-200-130) до 1200 мм (ЦНД К-1200-240) привело к сокращению относительной длины патрубка L/l (L – длина патрубка, l – длина последней рабочей лопатки) (одного выхлопа) в 1,8 раза; а использование последней лопатки с перспективной в турбостроении длиной 1400 мм и более при со-

хранении длин роторов по условию прочности и вибрационной надежности работы приведет к уменьшению относительной длины патрубка в 2,2 раза. Такое поджатие патрубка ожидаемо приведет к резкому росту потерь в выхлопной системе и, в первую очередь, в осерадиальных диффузорах (рис. 2).

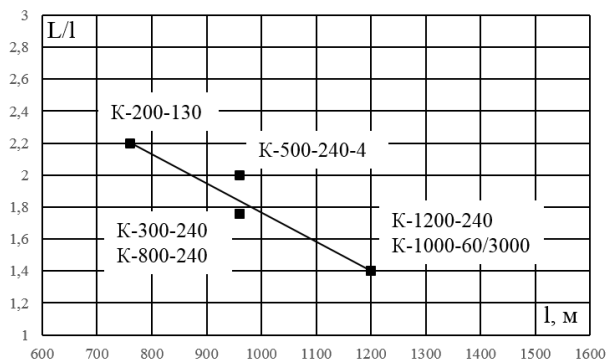


Рис. 1. Зависимость относительной осевой длины патрубка от длины лопатки последней ступени турбин ЛМЗ

Таким образом, проблема совершенствования работы выхлопных патрубков для перспективных мощных паровых турбомашин не теряет своей актуальности, а становится еще более острой.

Многие ученые обращают внимание на данную проблему и находят различные пути повышения аэродинамической эффективности выхлопных патрубков. Например, в [4] рассматриваются различные варианты формы внешних обводов.

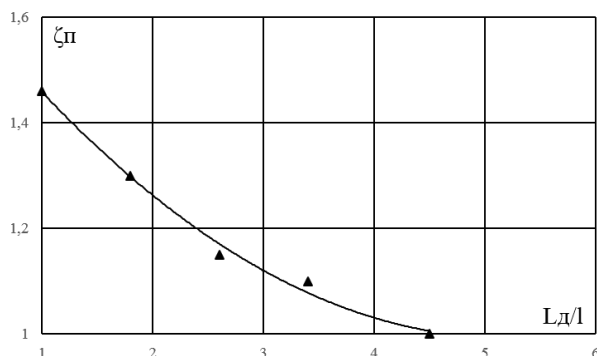


Рис. 2. Влияние осевой длины осерадиального диффузора на потери в нем: L_d – осевая длина диффузора; l – длина последней лопатки; ζ_{Σ} – коэффициент полных потерь

Другой путь предлагается в [5] и [6], где повышение эффективности достигается за счет параметрической оптимизации геометрии выхлопного патрубка.

Идея установки в выхлопных патрубках различно ориентированных относительно периферии лопатки последней ступени диффузорных систем для уменьшения потерь энергии была предложена в [7]. В [1] и [7] рассматривается концепция применения противовихревых решеток в целях разрушения вихревого движения потока в корпусе патрубка. Исходя из предварительного анализа, два последних решения в настоящий момент времени все еще требуют дополнительного внимания и проработки. В связи с этим данные способы по-

вышения аэродинамической эффективности выхлопа паровой турбины стали предметом настоящего исследования.

Анализ физической картины течения в выхлопном патрубке. Принятое для большинства энергетических турбин подвальное расположение конденсатора приводит к необходимости повернуть весь поток пара, покидающего проточную часть турбомашин, на 90° относительно ее продольной оси. Это обстоятельство и определяет типовые конструкции выхлопных патрубков, а также характер движения пара в них.

В настоящее время имеется довольно много работ, посвященных исследованию характера течения в выхлопных патрубках турбомашин с подвальным расположением конденсаторов. Причем во всех работах ученые единодушно отмечают крайне сложный характер течения рабочей среды с наличием устойчивых вихревых шнуров, проходящих через горизонтальный разъем патрубка и изменяющих все поле скоростей в его нижней половине.

Как показали результаты проведенного численного исследования, поток среды в патрубке имеет комплексный пространственный характер (рис. 3,а). Его условно можно разделить на несколько частей (рис. 3,б). Первый поток выходит из нижней части ступени и идет по кратчайшему пути к выходу из патрубка (в конденсатор, в случае выхлопного патрубка паровой турбины) (рис. 4,а). Таким образом, первый поток совершает поворот только на 90° . Стоит отметить, что локальные скорости в этой части существенно превышают среднерасходные. Второй поток выходит из верхней части ступени, достигает верхней крышки корпуса, поворачивает к передней стенке патрубка и разделяется (рис. 4,б). Большая его часть сворачивается в вихревой шнур, который спускается к выходу, оставшаяся часть остается незакрученной и беспрепятственно стекает струей вдоль передней стенки патрубка.

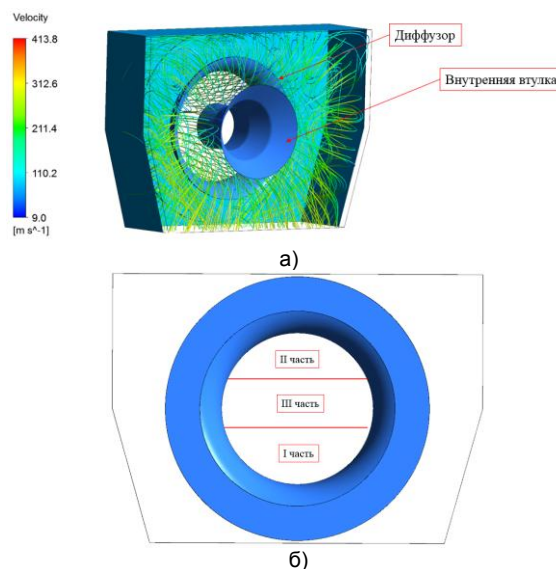


Рис. 3. Структура потока в выхлопном патрубке паровой турбины: а – линии тока в выхлопном патрубке; б – условное разделение потока на три части

Третий поток располагается в зоне между первыми двумя (рис. 4, в). По сути, он является продолжением второго потока. Большая часть третьего потока после диффузора достигает задней стенки патрубка, поворачивается на 90° и вовлекается в вихревое движение струйками первого потока. Таким образом происходит вовлечение в вихревое движение дополнительных объемов рабочего тела.

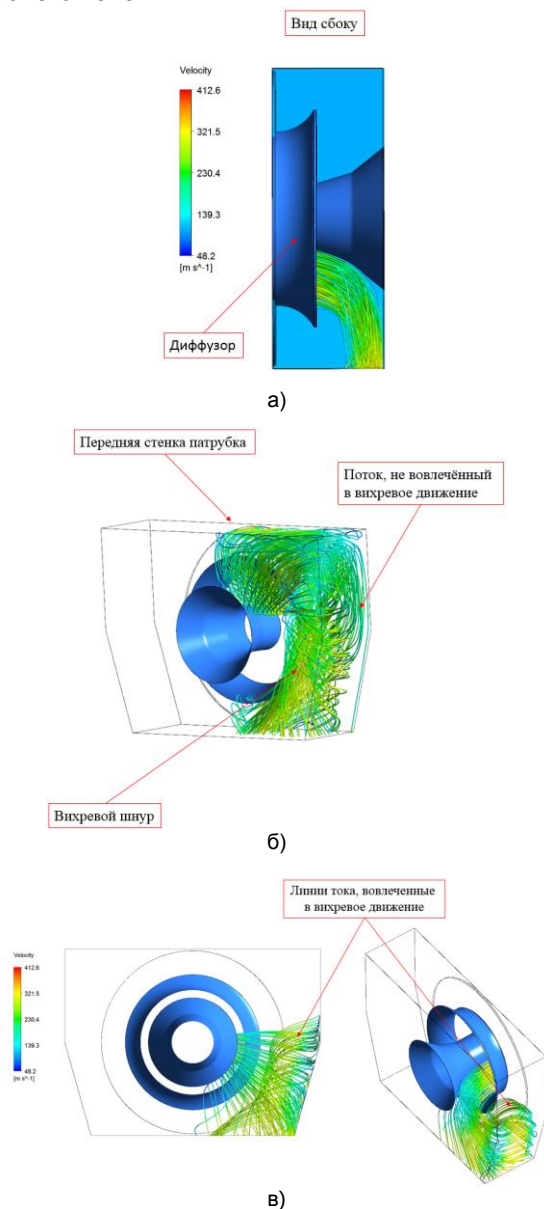


Рис. 4. Линии тока в выхлопном патрубке паровой турбины: а – первая часть потока; б – вторая часть потока; в – третья часть потока

Анализ картины течения позволяет сделать следующий вывод: значительная часть рассматриваемого поперечного сечения патрубка занята ядром вихревого шнура, который имеет малую расходную составляющую скорости и существенно снижает величину эффективной проходной площади. Следовательно, при сохранении массового расхода пара через последнюю ступень это приводит к существенному росту локальных скоростей в зонах, не занятых вихревым шнуром. Если же происходит увеличение расхода рабоче-

го тела, то эти скорости могут достичь околосвуковых значений. При этом давление в верхней половине патрубка увеличится пропорционально расходу пара и сможет вызвать режим запираия.

Сущность такого эффекта заключается в том, что при достижении некоторой предельной скорости на выходе из последней ступени ($M_{az}^* = 0,65 \div 0,75$ в зависимости от конструкции выхлопного патрубка) начинается кризисный рост потерь в патрубке. Возникновение режима запираия в выхлопном патрубке ведет к существенному снижению теплоперепада на проточную часть ЦНД и, как следствие, к снижению мощности.

Описанная сложная картина течения в выхлопном патрубке не является стационарной, поскольку здесь в обычном понимании нет обозначенных граничных поверхностей, а взаимодействие потоков с разными скоростями и различным направлением вращения вихревых шнуров приводит к генерации больших пульсаций параметров потока.

Таким образом, для создания совершенных выхлопных патрубков необходимо разработать способ предотвращения или разрушения сложившегося вихревого движения в корпусе патрубка. В качестве такого метода на основе знаний теорем Гельмгольца о вихревом движении предлагается использовать противовихревые решетки, устанавливаемые в нижней части патрубка [1].

Другой особенностью структуры течения является значительная окружная и радиальная неравномерность поля скоростей на входе, связанная с обратным воздействием патрубка на поток (рис. 5) и наличием сверхзвуковой периферийной струи, выходящей из радиального зазора последней ступени ЦНД.

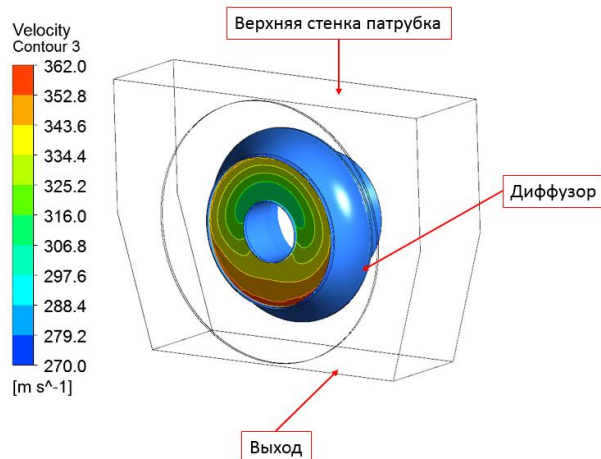


Рис. 5. Поле скоростей на входе в патрубок

Взаимодействуя с развитым криволинейным обводом диффузора, струя значительно перерасширяется, что приводит к возникновению сильного пристеночного скачка уплотнения, после которого происходит развитый отрыв потока и, соответственно, практически полная ликвидация диффузорного эффекта.

Рассмотренная структура течения становится еще более сложной при установке в выхлопном патрубке реберных систем жесткости. Если такая система не учитывает особенностей течения потока, ее использование приводит к увеличению суммарных гидравлических потерь на пути от последней ступени турбины к конденсатору. Таким образом, при совершенствовании выхлопных систем паровых турбин приходится решать сложный комплекс самых разнообразных проблем и задач, часто противоречащих друг другу.

Методы исследования. Расчетный CFD-подход. Исследуемые модели. В исследованиях были рассмотрены как бездиффузорные варианты выхлопных патрубков, так и с кольцевыми радиальными диффузорами с различными вариантами противовихревых решеток. Причем необходимо отметить, что, согласно методике проектирования выхлопных патрубков ЦНД ЛМЗ (ОАО «Силовые машины»), при соблюдении условий непрерывного роста площади живого сечения в характерных сечениях (на входе, на среднем разъеме патрубка, в выходном сечении) для течения рабочей среды габаритные минимальные размеры диффузорного патрубка (высота и ширина) оказываются в среднем выше на 20 %, чем в бездиффузорном варианте. Однако такое увеличение габаритов является целесообразным, так как даже при увеличении габаритов бездиффузорного патрубка до размеров патрубка с установленным диффузором энергетические потери в последнем оказываются меньше.

Некоторые варианты рассмотренных моделей патрубков представлены на рис. 6. Для каждой трехмерной модели была построена расчетная сетка. Создание сетки производилось в программе ICEM. Основной объем сетки состоит из структурированных тетраэдрических элементов, пограничный слой моделируется с помощью призматических слоев, число и начальный размер подбираются таким образом, чтобы обеспечить величину параметра $y^+ < 10$ [8, 9, 10]. Величина параметра y^+ регламентируется используемой моделью турбулентности. Для решения поставленных задач была выбрана хорошо зарекомендовавшая себя модель турбулентности k-omega. Средний размер применяемых сеток составил 20–30 млн ячеек, что позволило получить решение необходимого разрешения и требуемой точности.

Непосредственное трехмерное моделирование аэродинамики выхлопного патрубка проводится в программном пакете Ansys CFX. Моделирование базируется на численном решении уравнений RANS. Модель турбулентности: k-omega с масштабируемой пристеночной функцией. Порядок дискретизации уравнений второй.

Основные граничные условия следующие: на входе задается поле скоростей, на выходе задается статическое давление, равное 3,5 кПа,

все стенки – вязкие. В данном случае поле скоростей во входном сечении патрубка было сформировано из направленных по нормали к поверхности входа векторов, состоящих из двух областей: первая занимает корневую и среднюю часть со средним массовым значением скорости 300 м/с; вторая – периферийная область, занимающая 8 % общей входной площади, где скорость потока равнялась скорости звука (420 м/с).

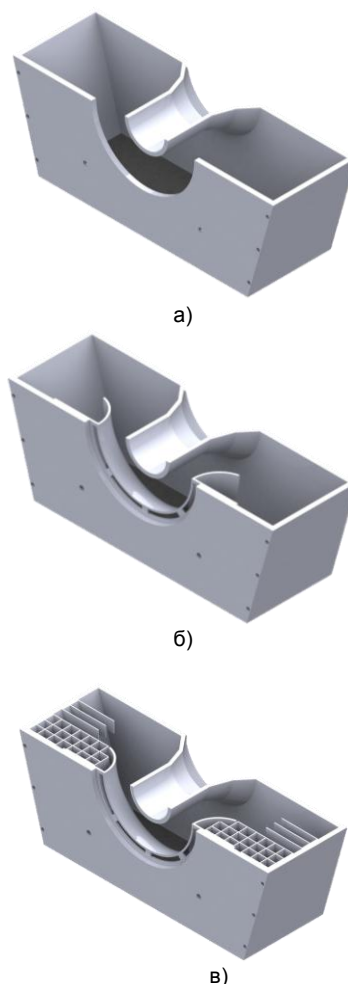


Рис. 6. Некоторые исследованные модели выхлопных патрубков: а – бездиффузорный патрубок; б – патрубок с диффузором, установленным с нулевой перекрышей; в – патрубок с диффузором, установленным с нулевой перекрышей и противовихревой решеткой

Результаты исследования. Анализ результатов численного моделирования. Первой исследуемой моделью являлся бездиффузорный выхлопной патрубок, представленный на рис. 6,а. В настоящее время данная конструкция почти не используется в конденсационных турбинах. В основном бездиффузорные выхлопные системы нашли свое применение в теплофикационных паровых турбинах, поскольку влияние патрубка на их экономичность, по сравнению с конденсационными, существенно меньше, так как основную часть времени эти турбины работают с небольшим массовым расходом в конденсатор. [1]. Векторное поле скоростей в меридиональном сечении такого патрубка приведе-

но на рис. 7,а, а в горизонтальном сечении (по большей части левая его половина) – на рис. 7,б.

Представленные результаты еще раз подтверждают сложную пространственную картину течения в корпусе выхлопной системы паровой турбины. Сформировавшийся в верхней части вихревой шнур распространяется по всему боковому периметру патрубка и снижает эффективную проходную площадь основного потока. Наличие столь большого пространства неравномерности выходного поля и вихревого движения потока ведет как к снижению интенсивности теплообмена в конденсаторе паровой турбины, так и к увеличению возможности заброса влаги из конденсатора в последнюю ступень, что интенсифицирует ее эрозионный износ.

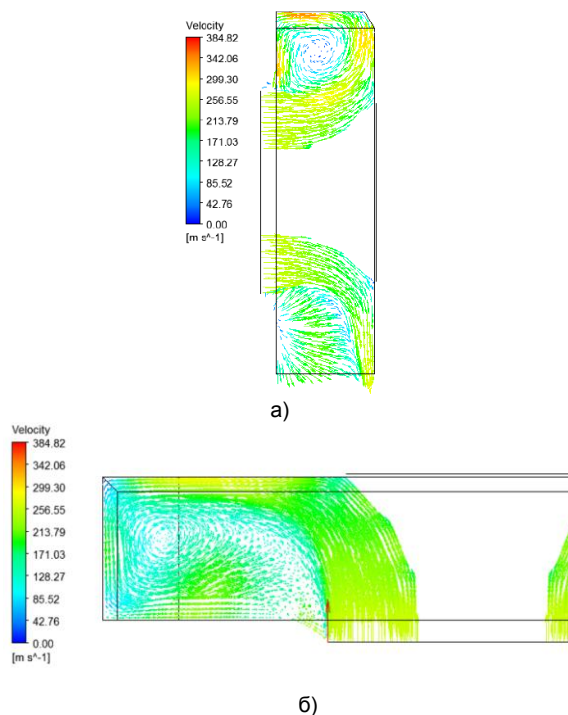


Рис. 7. Векторное поле скоростей в бездиффузном патрубке: а – меридиональное сечение; б – горизонтальное сечение

Проведенная оценка коэффициента полных потерь рассматриваемого патрубка ζ_n без всяких внутренних элементов показала, что эта величина существенно превышает единицу и равна $\zeta_n = 1,68$, что хорошо соотносится с общеизвестными натурными характеристиками таких патрубков [1].

Таким образом, результаты численного моделирования бездиффузного выхлопного патрубка показали, что применение такой конструктивной схемы в мощных конденсационных паровых турбинах приведет к снижению как экономичности паротурбинной установки, так и ее надежности. Также стоит отметить, что в этом случае на преодоление сопротивления от последней ступени до конденсатора будет тратиться энергия, на 68 % превышающая энергию всего потока пара, покидающего паровую турби-

ну, а как известно, превышение коэффициента полных потерь ζ_n выше единицы означает, что давление за последней ступенью турбины p_z выше давления p_k в конденсаторе.

Среди мер, обеспечивающих снижение потерь энергии в системе отвода пара от последней ступени турбины к конденсатору, наиболее эффективной является использование диффузорного эффекта, когда давления пара за ступенью оказывается ниже давления в горловине конденсатора. Для реализации этого эффекта в паровых турбинах часто используются осерадиальные диффузоры. Причем, согласно рекомендациям [1], обвод целесообразно устанавливать с отрицательной перекрышей относительно периферийного диаметра последней рабочей турбинной решетки для снижения влияния высокоскоростной периферийной струи на процесс торможения в канале диффузора (рис. 6,б). Результаты численного моделирования течения в таком патрубке представлены на рис. 8.

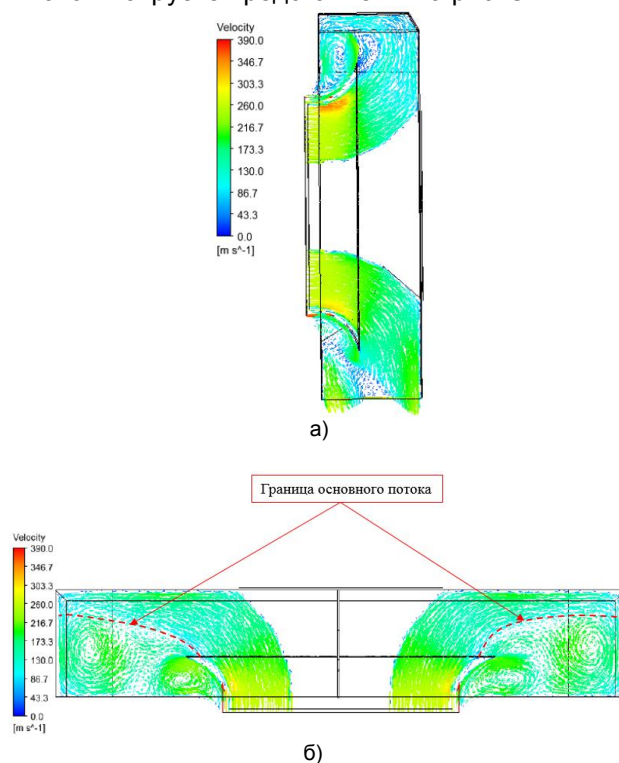


Рис. 8. Векторное поле скоростей в диффузном патрубке: а – меридиональное сечение; б – горизонтальное сечение

Как и в случае бездиффузного патрубка, в связи с наличием активного вихревого движения основная часть потока движется вдоль задней стенки, прижатая активным вихревым течением у боковых стенок, однако его расчетный коэффициент полных потерь энергии уменьшился до $\zeta_n = 1,04$, что говорит об эффективном преобразовании кинетической энергии в потенциальную и, следовательно, о реализации диффузорного эффекта. Таким образом, установка в корпусе патрубка осерадиального диффузора с отрицательной перекрышей приводит к уменьшению коэффициента потерь на 38 %.

Для всех рассмотренных вариантов выхлопных патрубков характерно развитие вихревое движение рабочей среды в их корпусах, что влечет за собой резкое уменьшение эффективной проходной площади. Для уменьшения интенсивности вихревого течения и выравнивания поля скоростей в выходном сечении патрубка в [7] предлагается концепция использования различно ориентированных противовихревых решеток. Для наглядности на рис. 9,а приведена трехмерная модель такой решетки.

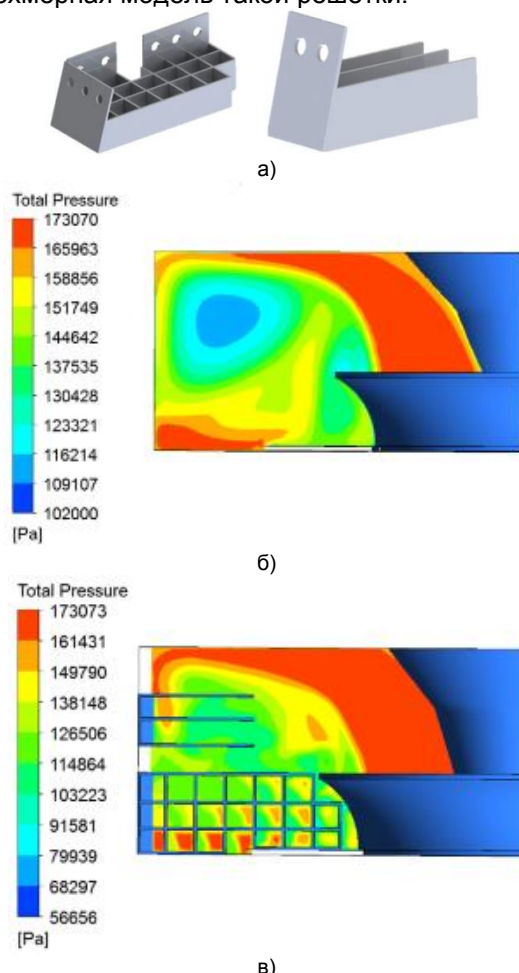


Рис. 9. Диффузорный патрубок с противовихревой решеткой: а – трехмерная модель противовихревой решетки; б – поле полного давления в сечении перед вихревой решеткой выхлопного патрубка; в – поле полного давления в сечении после вихревой решетки выхлопного патрубка

Результаты численного исследования течения в диффузорном патрубке с противовихревой решеткой, установленной ниже горизонтального разъема, представлены на рис. 9,б,в полем полных давлений в сечениях до решетки и после нее. После взаимодействия вихревого шнура с решеткой интенсивность вихревого течения уменьшается, а эффективная проходная площадь потока увеличивается.

Наглядное представление о степени выравнивания поля скоростей за противовихревой решеткой дают траектории движения частиц пара в поперечном сечении патрубка, которые изображены на рис. 10.

Если в верхней части патрубка траектории фиксированных частей пара имеют сложную пространственную форму, то после решетки траектории частиц принимают упорядоченную форму, что и обеспечивает более равномерное распределение скоростей по всему выходному сечению патрубка.

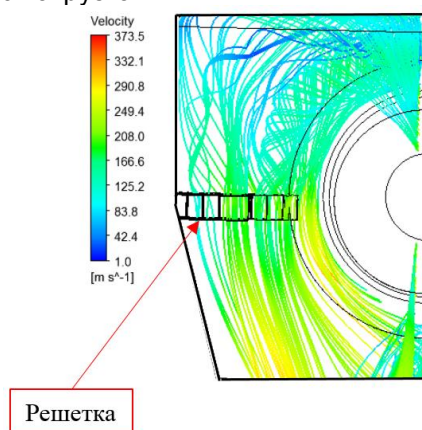


Рис. 10. Линии тока в поперечном сечении выхлопного патрубка

В итоге коэффициент полных потерь диффузорного выхлопного патрубка с установленной противовихревой решеткой составил 0,984, что значительно меньше коэффициента потерь для патрубков современных конденсационных паровых турбин.

Таким образом, результаты проведенного исследования показали, что с помощью установленных на горизонтальном разъеме патрубка противовихревых решеток, описанной выше конструкции, действительно возможно уменьшить область, занятую вихревым движением. При этом увеличивается площадь зоны активного течения и резко снижается интенсивность обратных токов.

Выводы. Проведем краткий анализ полученных результатов численного исследования различных конструктивных схем выхлопных патрубков паровых турбин.

1. Бездиффузорный выхлопной патрубок хотя и обладает простотой конструкции, но имеет значительные недостатки, связанные с наличием устойчивых вихревых шнуров и большим коэффициентом полных потерь энергии ζ_n (более 1,5).

2. При установке внутри корпуса патрубка осерадиального диффузора с отрицательной перекрышей относительно периферии лопаток последней ступени удастся на 38 % уменьшить потери энергии путем реализации диффузорного эффекта, однако вихревое течение у боковых стенок патрубка сохраняется.

3. Решить данную проблему, как показали результаты расчетов, удастся с помощью противовихревой решетки, устанавливаемой ниже горизонтального разъема выхлопного патрубка. При этом не только уменьшается коэффициент полных потерь энергии (0,984), но и увеличивается эффективная проходная площадь потока.

4. Также следует ожидать уменьшения как суммарного усилия, действующего на заднюю стенку патрубка, так и его динамических составляющих. Это обстоятельство исключительно важно для выхлопных патрубков со встроенными подшипниками, где вибрационное состояние ротора ЦНД определяется, в том числе, и вибрационным состоянием патрубка.

Таким образом, полученные результаты численного моделирования позволили выявить оптимальную конструкцию выхлопной системы паровых турбин, отличающуюся от современных наличием диффузора с отрицательной перекрышей и противовихревой решеткой.

Проведенные ранее физические модельные исследования предложенных решений полностью подтверждают эффективность предложенных мер по улучшению аэродинамических и вибрационных характеристик выхлопных патрубков турбомашин.

Следует отметить, что некоторые варианты новых методов стабилизации течения в выхлопных патрубках ЦНД уже внедрены на существующие турбомашины в рамках их модернизации и успешно эксплуатируются на турбинах 18К360 АБВ Замеч, К-210-130 ЛМЗ Эстонской и Верхнетагильской ГРЭС.

Список литературы

1. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 274 с.
2. Адамсон Д.А., Галаев С.А., Кириллов А.И. Проектирование выходных патрубков мощных паровых турбин на основе вариантных расчетов трехмерного течения // Проблемы машиностроения. – 2012. – Т. 15. – № 3–4. – С. 37–43.
3. Трухний А.Д., Ломакин Б.В. Паровые и газовые турбины для электростанций: учеб. для вузов. – М.: Изд-во МЭИ, 2008. – 560 с.
4. Yamaltdinov A.A., Sakhnin Y.A., Ryabchikov A.Y., Evdokimov S.Y., Sergach S.V. Modernization of exhaust hoods of low-pressure sections of steam turbines manufactured by the Ural Turbine Works // Thermal Engineering. – 2014. – Т. 61, № 12. – P. 864–867.
5. Wang H., Zhu X., Du Z. Aerodynamic optimization for low pressure turbine exhaust hood using Kriging surrogate model // International communications in heat and mass transfer. – 2010. – Т. 37, № 8. – P. 998–1003.
6. Štastný M., Kolář P., & Tuček A. 3D flow in the axial-radial exhaust hood of a steam turbine // Journal of Thermal Science. – 1997. – Т. 6, № 4. – P. 237–240.
7. Gotovtsev A.M., Zaryankin A.E., Arianov S.V., Paramonov A.N. Comparative assessment of the vibration state of

the control valves installed in K-200-12.8 turbines of LMZ // Thermal engineering. – 2005. – Т. 52, № 12. – P. 968–976.

8. Fu J.L., Liu J. Investigations on the improving aerodynamic performances of last stage steam turbine and exhaust hood under design and off design conditions // Journal of Thermal Science. – 2015. – Т. 24, № 5. – P. 468–477.

9. Veerabathraswamy K., Kumar A.S. Effective boundary conditions and turbulence modeling for the analysis of steam turbine exhaust hood // Applied Thermal Engineering. – 2016. – Т. 52, № 12. – P. 773–780.

10. Ris V.V., Smirnov E.M., Kirillov A.I. Numerical simulation of flow in a steam-turbine exhaust hood: Comparison results of calculations and data from a full-scale experiment // Thermal Engineering. – 2009. – № 56. – P. 277–283.

References

1. Zaryankin, A.E., Simonov, B.P. *Vykhlopnye patrubki parovykh i gazovykh turbin* [Exhaust nozzles of steam and gas turbines]. Moscow, Izdatelstvo MEI, 2002. 274 p.
2. Adamson, D.A., Galayev, S.A., Kirillov, A.I. *Proektirovaniye vykhodnykh patrubkov moshchnykh parovykh turbin na osnove variantnykh raschetov trekhmernogo techeniya* [Design of exhaust nozzles of powerful steam turbines based on three-dimensional flow variants calculations]. *Problemy mashinostroeniya*, 2012, vol. 15, No. 3–4, pp. 37–43.
3. Trukhniy, A.D., Lomakin, B.V. *Parovye i gazovye turbiny dlya elektrostantsiy* [Steam and gas turbines for power plants: a university textbook]. Moscow, Izdatelstvo MEI, 2008. 560 p.
4. Yamaltdinov, A.A., Sakhnin, Y.A., Ryabchikov, A.Y., Evdokimov, S.Y., Sergach, S.V. Modernization of exhaust hoods of low-pressure sections of steam turbines manufactured by the Ural Turbine Works. *Thermal Engineering*, 2014, vol. 61, no. 12, pp. 864–867.
5. Wang, H., Zhu, X., Du, Z. Aerodynamic optimization for low pressure turbine exhaust hood using Kriging surrogate model. *International communications in heat and mass transfer*, 2010, vol. 37, no. 8, pp. 998–1003.
6. Štastný, M., Kolář, P., Tuček, A. 3D flow in the axial-radial exhaust hood of a steam turbine. *Journal of Thermal Science*, 1997, vol. 6, no. 4, pp. 237–240.
7. Gotovtsev, A.M., Zaryankin, A.E., Arianov, S.V., Paramonov, A.N. Comparative assessment of the vibration state of the control valves installed in K-200-12.8 turbines of LMZ. *Thermal engineering*, 2005, vol. 52, no. 12, pp. 968–976.
8. Fu, J.L., Liu, J. Investigations on the improving aerodynamic performances of last stage steam turbine and exhaust hood under design and off design conditions. *Journal of Thermal Science*, 2015, vol. 24, no. 5, pp. 468–477.
9. Veerabathraswamy, K., Kumar, A.S. Effective boundary conditions and turbulence modeling for the analysis of steam turbine exhaust hood. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 52, no. 12, pp. 773–780.
10. Ris, V.V., Smirnov, E.M., Kirillov, A.I. Numerical simulation of flow in a steam-turbine exhaust hood: Comparison results of calculations and data from a full-scale experiment. *Thermal Engineering*, 2009, no. 56, pp. 277–283.

Зарянкин Аркадий Ефимович,

ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,

доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин им. А.В. Щегляева,

e-mail: zaryankinay@mpei.ru

Zaryankin Arkady Efimovich,

National Research University «MPEI (Moscow Power Engineering University)»,

Doctor of Engineering Sciences (Postdoctoral degree), Professor of the Shcheglyayev Department of Steam and Gas Turbines,

e-mail: zaryankinay@mpei.ru

Григорьев Евгений Юрьевич,

ФГБОУВО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,

кандидат технических наук, доцент кафедры паровых и газовых турбин,

e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Grigoryev Evgeny Yuryevich,
Ivanovo State Power Engineering University,
Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of the Department of Steam and Gas Turbines,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Рогалев Андрей Николаевич,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
кандидат технических наук, доцент кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: r-andrey2007@yandex.ru

Rogalev Andrei Nikolayevich,
National Research University «MPEI (Moscow Power Engineering University)»,
Candidate of Engineering Sciences (PhD), Associate Professor of the Department of Economics in Power Engineering and Industry,
e-mail: r-andrey2007@yandex.ru

Иван Владимирович Гаранин,
ФГБОУВО «Национальный исследовательский университет «МЭИ»»,
аспирант, инженер кафедры экономики в энергетике и промышленности,
e-mail: garaniniv90@gmail.com
Ivan Vladimirovich Garanin,
National Research University «MPEI (Moscow Power Engineering University)»,
Post-Graduate Student, Engineer of the Department of Economics in Power Engineering and Industry,
e-mail: garaniniv90@gmail.com