

УДК 621.165

Новый способ управления отрывом потока рабочих сред в широкоугольных диффузорах паровых и газовых турбин

А.Е. Зарянкин¹, А.Н. Парамонов¹, Е.Ю. Григорьев², Д.Е. Бузулуцкий³, П.С. Хазов²

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

² ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,

³ Филиал ОАО «Интер РАО» «Ивановские ПГУ», г. Комсомольск, Российская Федерация

г. Иваново, Российская Федерация

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Авторское резюме

Состояние вопроса: Диффузоры являются неотъемлемыми элементами паровых и газовых турбин, наибольшее применение они нашли в регулирующих клапанах и выхлопных патрубках, решетках осевых компрессоров. Однако при использовании диффузорных каналов достаточно остро в ряде случаев стоит вопрос обеспечения вибрационной надежности всей турбомашины. Для снижения уровня вибрации необходимо в первую очередь добиться снижения величины пульсаций давления рабочих сред, вызванных отрывом потока от стенок диффузоров. Решить эту задачу можно путем прямого воздействия на характер течения рабочей среды за счет использования методов стабилизации потока, однако известные методы, полученные в лабораторных условиях (вдув пристеночной струи, отсос пограничного слоя и т.д.), практически не используются на практике в виду сложности технической реализации, а установка всевозможных направляющих лопаток, дефлекторов и т.д. ведет к резкому росту потерь энергии потока рабочих сред. В связи с этим актуальной является задача разработки простых и эффективных методов стабилизации течения в диффузорных системах.

Материалы и методы: Результаты получены путем натурного моделирования.

Результаты: Установлена прямая связь вибрационного состояния диффузоров с характером течения рабочих сред в его проточной части. Разработан и подробно исследован новый способ стабилизации течения в диффузорах, основанный на продольном оребрении обтекаемой поверхности. Доказана эффективность данного метода при любых начальных условиях течения рабочих сред.

Выводы: Предложенный способ снижения вибрационной нагрузки диффузорных каналов турбомашин весьма эффективен для снижения уровня вибрации этих каналов.

Ключевые слова: аэродинамика, диффузор, турбомашина, выхлопной патрубок, регулирующий клапан, пульсации давления, вибрация.

A new method of working medium flow separation management in wide-angle diffusers of steam and gas turbines

A.E. Zaryankin¹, A.N. Paramonov¹, E.Yu. Grigoriev², D.E. Buzulutskiy³, P.S. Khazov²

¹ National Research University «MPEI», Moscow, Russian Federation

² «Ivanovo State Power Engineering University», Ivanovo, Russian Federation

³ The branch of «Inter RAO» «Ivanovo CCGT», Komsomol'sk, Russian Federation

E-mail: rvs@tren.ispu.ru

Abstract

Background: Diffusers are integral elements of steam and gas turbines most widely used in control valves, exhaust nozzles, and gratings of axial compressors. However, a rather urgent problem in the use of diffuser channels is ensuring vibration security of the turbo-machine as a whole. The first step in reducing the vibration level is lowering the magnitude of pressure fluctuations caused by the working media flow separation from the walls of the diffusers. This problem can be solved by direct influence on the flow of the working medium through the use of flow stabilization methods, but the known methods obtained in laboratory conditions (wall jet blowing, boundary layer suction, etc.) are rarely used in practice as their technical realization is rather complicated and installation of all kinds of guide vanes, baffles, etc. leads to a sharp increase in working medium flow energy losses. This fact makes it urgent to develop simple and effective methods of stabilizing the flow in diffuser systems.

Materials and methods: The results were obtained by full-scale modeling.

Results: It has been established that there is a direct connection between the diffuser vibration state and the nature of the working medium flow in the diffuser flow part. A new method of flow stabilization in diffusers based on longitudinal finning of the streamlined surface has been developed and studied in detail. The efficacy of this method has been proved for any initial conditions of flow media.

Conclusions: The developed method of reducing the vibration load of turbo-machine diffuser channels is efficient enough to lower vibration levels of these channels.

Key words: aerodynamics, diffuser, turbo-machine, exhaust nozzle, control valve, pressure pulses, vibration.

Введение. Многолетние исследования простейших конических и кольцевых диффузоров с прямолинейной осью показали, что безотрывное течение рабочих сред в указанных устройствах возможно только при определенных сочетаниях угла раскрытия проточной части α и степени расширения канала $n = F_2 / F_1$ (где F_1 – площадь входного и F_2 – площадь выходного сечений диффузора).

Связь между предельными значениями этих геометрических параметров иллюстрирует зависимость, приведенная на рис. 1, которая делит плоскость (α – n) на две части. В ее левой половине располагаются все геометрические параметры рассматриваемых диффузоров, обеспечивающие безотрывное течение при любом их сочетании.

В правой части плоскости (α – n) от кривой, изображенной на рис. 1, при любом сочетании величины α и n в диффузорах реализуется течение с отрывом потока от его стенок.

При этом течение рабочих сред становится нестационарным с большими амплитудами пульсаций давления, а коэффициент восстановления в диффузорах перестает расти с увеличением степени расширения n и имеет явную тенденцию к снижению.

Внешним проявлением возникновения отрыва потока от обтекаемых поверхностей является повышенная вибрация и ощутимое увеличение акустического излучения.

Соответственно, для практических целей необходимо использовать диффузоры, геометрические параметры которых (α – n) обеспечивают безотрывный режим течения.

Однако при больших углах раскрытия проточной части безотрывное течение реализуется при малых степенях расширения n и эффект от установки диффузоров оказывается низким.

При малых значениях угла α и больших степенях раскрытия n эффективность диффузоров резко увеличивается, но в этом случае

их использование во многих случаях ограничивается тем, что при малых значениях углов α большие степени расширения достигаются за счет резкого увеличения осевых размеров.

Как показано в [1], основным средством стабилизации течения в плоских широкоугольных диффузорах является продольное клиновидное оребрение обтекаемой поверхности.

При этом, однако, открытым оказался вопрос о правомерности использования указанного способа в осесимметричных диффузорах, многие из которых в реальных условиях воспринимают закрученный и неравномерный в радиальном направлении поток рабочего тела. Открытым оказался и вопрос о рациональной форме ребер с точки зрения вносимого ими добавочного гидравлического сопротивления.

Отмеченные две задачи и представляют предмет настоящих исследований.

Объекты исследований. Как показано в [1], максимальные амплитуды пульсаций давления в плоских диффузорах имеют место при угле раскрытия их стенок, равном 15° . Соответственно, в качестве базового осесимметричного кольцевого диффузора был выбран диффузор с цилиндрическим внутренним обводом и коническим внешним обводом с углом раскрытия $\alpha = 15^\circ$.

Продольному оребрению подвергался его внешний обвод. Исследовалось три вида указанного оребрения, которые представлены на рис. 2.

В первом варианте (рис. 2,а) использовались клиновидные ребра с углом при вершине $\alpha_1 = \alpha/2 = 7,5^\circ$. В этом случае образующая ребра располагалась параллельно продольной оси диффузора и, соответственно, неоребрёнными оставалась цилиндрическая часть канала с диаметром, равным входному диаметру внешнего обвода диффузора.

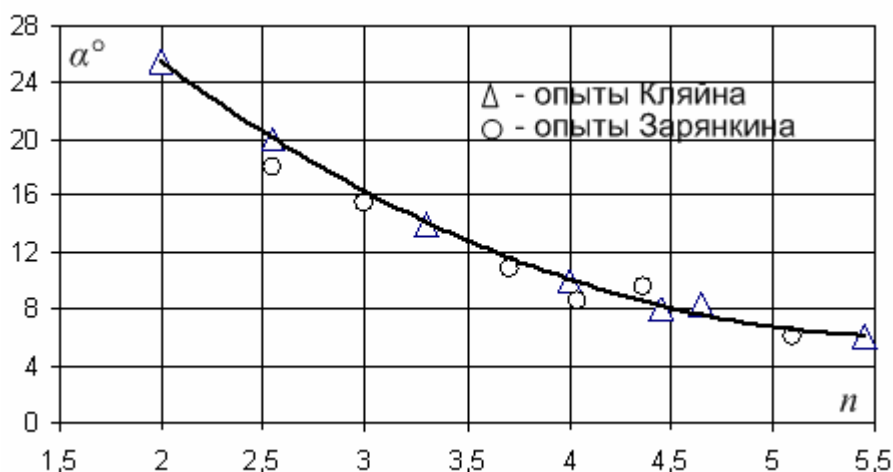


Рис. 1. Предельная линия геометрических параметров безотрывных конических диффузоров

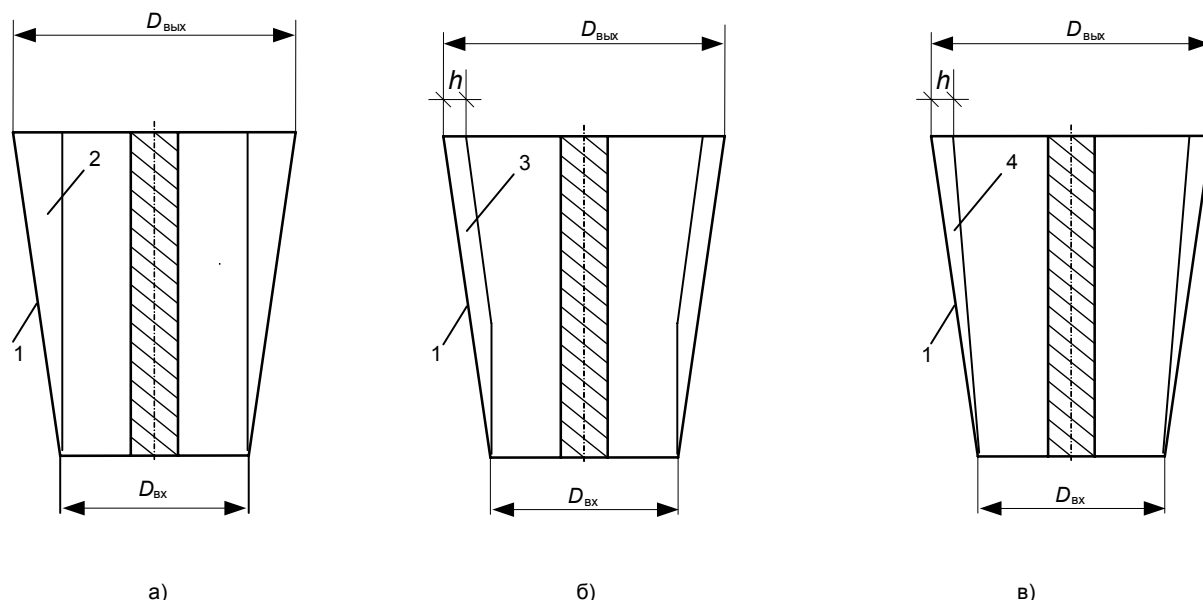


Рис. 2. Варианты оребрения испытуемых диффузоров: а – клиновидное оребрение; б – трапецевидное оребрение; в – пристеночное клиновидное оребрение; 1 – внешний обвод; 2, 3, 4 – форма ребер

Во втором варианте ребро имеет трапецевидную форму (рис. 2,б) с передним углом $\alpha_1 = \alpha/2 = 7,5^\circ$ и последующей образующей, параллельной образующей внешнего обвода исследуемого диффузора. Высота ребра составляла 10 мм.

В третьем варианте (рис. 2,в) использовались клиновидные ребра с углом при вершине $\alpha_1 = \arctg \frac{1,2\delta}{L}$, где δ – толщина пограничного слоя в выходном сечении диффузора; L – его осевая длина.

Эффективность исследуемых диффузоров оценивалась по коэффициенту полных потерь ζ_n , представляющему собой отношение перепада энтальпий между входным и выходным сечениями диффузора к кинетической энергии потока во входном сечении. В [2] показано, что указанный коэффициент определяется давлением полного торможения во входном сечении p_0 , статическим давлением в этом сечении p_1 и давлением в выходном сечении p_2 . Соответствующая расчетная формула, связывающая эти давления с коэффициентом потока потерь ζ_n , имеет следующий вид:

$$\zeta_n = \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}. \quad (1)$$

Оценка вибрационного состояния исследованных диффузоров проводилась по результатам измерений виброперемещений, виброскоростей и виброускорений на внешней стороне наружного обвода диффузора на расстоянии 20 мм от выходного сечения.

Все измерения проводились в области автомодельности по числу Рейнольдса при по-

стоянной безразмерной скорости M_{2t} в выходном сечении ($M_{2t} = 0,25$) (при постоянном перепаде давления $\Delta p = p_0 - p_2$).

Для оценки влияния закрутки потока на исследуемые характеристики диффузоров во входном сечении диффузоров устанавливался специальный закручивающий аппарат, позволяющий дискретно менять угол закрутки φ от нуля до 20° .

Соответственно, далее все опытные данные по коэффициентам полных потерь ζ_n и по уровню вибрации представлены в зависимости от угла закрутки потока во входном сечении рассматриваемых диффузоров.

Влияние клиновидного оребрения на эффективность преобразования энергии в осесимметричных диффузорах. Внесение в проточную часть любого канала дополнительных обтекаемых поверхностей неизбежно влечет за собой увеличение потерь на трение в зонах безотрывного течения. Однако степень этого увеличения потерь определяется характером течения в исходном течения. Применительно к широкоугольным диффузорам ($\alpha > 10^\circ$), где течение сопровождается отрывом потока от гладких стенок, дополнительные элементы в виде клиновидного оребрения неизбежно меняют характер течения. Соответственно, степень отрицательного влияния оребрения на эффективность диффузоров зависит от характера тех изменений в характере течения рабочих сред, которые происходят при продольном оребрении рассматриваемых каналов.

Вышесказанное наглядно иллюстрируется результатами проведенных исследований, представленными на рис. 3, где показано изменение коэффициента полных потерь в четырех исследуемых кольцевых диффузорах с углом раскрытия внешнего обвода $\alpha = 15^\circ$ при степени расширения $n = 4$ в зависимости от закрутки потока во входном сечении.

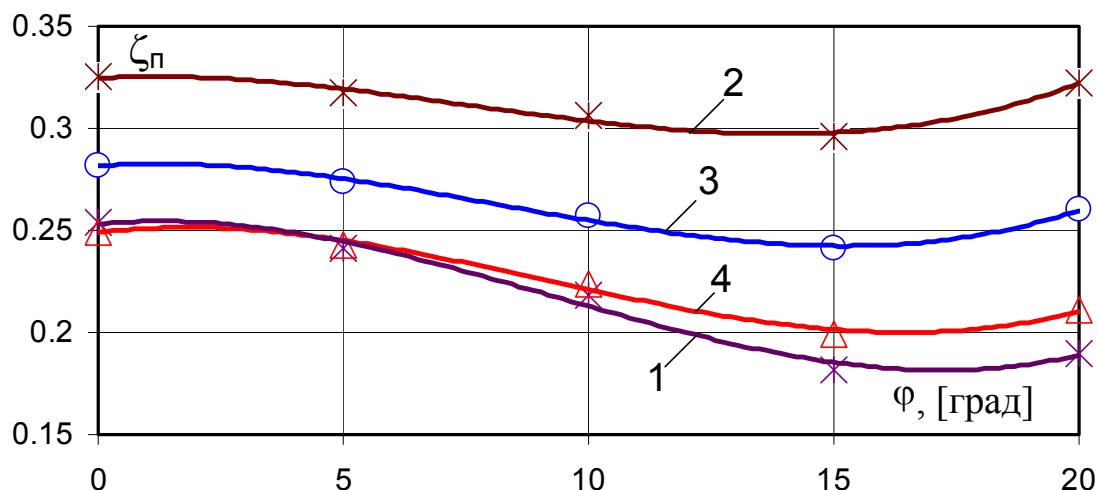


Рис. 3. Влияние угла закрутки потока во входном сечении исследованных диффузоров на коэффициент полных потерь: 1 – диффузор без ребер; 2 – диффузор с клиновидным оребрением ($\alpha_1 = 7,5^\circ$); 3 – трапецевидное оребрение, 4 – пристеночное клиновидное оребрение

Кривая 1 относится к исходному диффузору с гладкими обтекаемыми поверхностями. Кривая 2 соответствует диффузору с максимальным углом клина $\alpha_1 = \arctg \frac{1,2\delta}{L}$. Зависимости $\zeta_n = f(\varphi)$ при использовании трапецевидного оребрения соответствует кривая 3. Наконец, кривая 4 относится к диффузору с клиновидным оребрением, максимальная высота которого соизмерима с толщиной пограничного слоя в выходном сечении исходного диффузора.

Как и следовало ожидать, максимальное увеличение потерь было зафиксировано при использовании клиновидных ребер с максимальным углом при вершине $\alpha_1 = 15^\circ$ (рис. 2, вариант № 1). В этом случае свободная сторона ребра располагается параллельно продольной оси диффузора и расширение потока происходит между соседними плоскими ребрами и внешним обводом. В таком канале не только увеличиваются потери на трение, но и возникают дополнительные потери, связанные с отрывом потока от боковых поверхностей ребер.

В результате, по отношению к исходному диффузору, потери увеличились при нулевой закрутке потока во входном сечении ($\varphi = 0^\circ$) на 8 % (рис. 3, кривая 2).

Ситуация существенно меняется в лучшую сторону при использовании трапецевидного оребрения (рис. 2, вариант № 2). В этом случае при нулевой закрутке ($\varphi = 0^\circ$) потока потери энергии увеличились всего на 3 % (рис. 3, кривая 3).

При этом было отмечено сокращение областей возвратного течения рабочего тела в выходном сечении диффузора, т.е. в данном случае добавочное сопротивление, вносимое продольным оребрением, в значительной степени компенсируется стабилизацией течения в диффузорном канале.

В наибольшей степени процесс стабилизации течения имел место при использовании пристеночного клиновидного оребрения, когда высота ребра вдоль продольной оси канала была соизмерима с физической толщиной пограничного слоя.

При таком варианте продольного оребрения обтекаемой поверхности потери в диффузоре при $\varphi = 0^\circ$ оказались одинаковыми с потерями в исходном диффузоре с гладкими обтекаемыми поверхностями.

С физической точки зрения наиболее интересными и практически выполнимыми оказались опыты по влиянию закрутки потока на рассматриваемые характеристики исследуемых диффузоров.

Если при отсутствии закрутки потока потери при различных формах оребрения отличались достаточно сильно, то с качественной стороны при закрутке потока до $\varphi = 20^\circ$ все рассматриваемые зависимости менялись практически одинаково. При $\varphi \leq 15^\circ$ во всех случаях отмечалось некоторое снижение потерь с последующим небольшим их увеличением.

Такой, неожиданный на первый взгляд, результат требует дополнительных пояснений, суть которых сводится к следующему.

При установке в диффузорном канале клиновидных ребер условие входа потока в диффузор не меняется, а в самом канале формируется два типа течения, слабо зависящие друг от друга.

В межреберном пространстве скорость потока, ограниченная стенками ребер, всегда направлена вдоль продольной оси диффузора и, по существу, не зависит от входного профиля скорости. В то же время поток за пределами ребер формируется под влиянием входных условий. В результате при закрутке потока во входном сечении последующий закрученный

поток взаимодействует не с твердой стенкой канала, а с осевым потоком в межреберном пространстве, который является своеобразной «жидкой» прослойкой между основным потоком и стенкой канала.

Полученный результат имеет очень важное практическое значение: позволяет использовать продольно-оребранные диффузоры практически при любых входных условиях, в том числе и в выхлопных патрубках турбомашин, где имеет место как окружная, так и радиальная неравномерность поля скоростей рабочего тела, покидающего ступень турбомшины.

Влияние клиновидного продольного оребрения в осесимметричных кольцевых диффузорах на их вибрационное состояние. Напомним, что основная цель настоящих исследований состоит в поисках простых и эффективных мер стабилизации течения в широкоугольных диффузорах с высокими степенями расширения их каналов.

При решении этой задачи резко расширяется диапазон использования диффузоров с высокими значениями коэффициентов восстановления энергии при сохранении конструктивно приемлемых осевых размеров.

Достаточно эффективное решение указанной задачи может быть получено путем использования диффузоров с продольным клиновидным оребрением, энергетические характеристики которых были рассмотрены выше (см. рис. 3).

Сказанное наглядно подтверждается зависимостями виброскоростей от входной закрутки потока (угла φ) для всей серии исследованных продольно-оребранных диффузоров, которые приведены на рис. 4.

В данном случае базой для сравнения является зависимость $v_b = f(\varphi)$ (v_b – виброскорость) для безотрывного диффузора ($\alpha = 7^\circ$, $n = 2$). Соответственно, все значения виброскоростей, полученные на оребренных диффузорах, выражены на рис. 4 в долях от соответствующих виброскоростей v_b^0 в исходном (базовом) диффузоре. При таком нормированном виброускорении базовое значение относительных виброскоростей составляет $\bar{v}_b^0 = 1$.

Переход от базового (безотрывного) диффузора к широкоугольному диффузору ($\alpha = 15^\circ$, $n = 4$) без оребрения обтекаемой поверхности привел к резкому увеличению относительных виброскоростей. Величина $\bar{v}$ выросла в пять раз при отсутствии закрутки потока во входном сечении ($\varphi = 0^\circ$) и в три раза при $\varphi = 15^\circ$ (рис. 4, кривая 2).

В случае максимального клиновидного оребрения (рис. 2, вариант «а») виброскорость увеличилась при $\varphi = 0^\circ$ в 6,5 раза и в 4 раза при $\varphi = 15^\circ$ (кривая 3). Напомним, что при этом и потери энергии увеличились на 8 % при $\varphi = 0^\circ$ и на 12 % при $\varphi = 15^\circ$ (рис. 3).

При установке трапецевидных ребер (рис. 2, б) виброскорости по отношению к базовому (безотрывному) диффузору выросли в 2,7 раза при $\varphi = 0^\circ$ и в 1,5 раза при $\varphi = 15^\circ$ (рис. 4, кривая 4).

Наибольший эффект был получен при установке пристеночного клиновидного оребрения (рис. 4, кривая 5). В этом случае при отсутствии закрутки ($\varphi = 0^\circ$) виброскорости увеличились в 1,8 раза, а при $\varphi > 15^\circ$ оказались практически на уровне виброскоростей базового безотрывного диффузора.

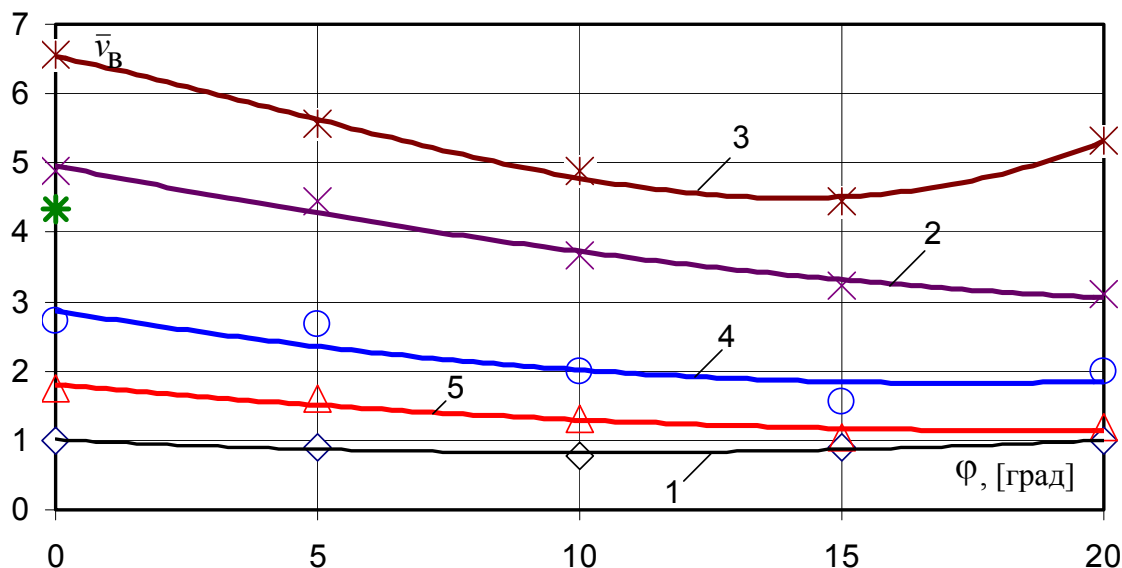


Рис. 4. Изменение относительных виброскоростей потока на входе в диффузор в зависимости от начального угла закрутки потока: 1 – диффузор с углом раскрытия внешней образующей $\alpha = 7^\circ$, степень расширения $n = 2$; 2 – $\alpha = 15^\circ$ $n = 4$; 3 – $\alpha = 15^\circ$ $n = 4$ с клиновидным оребрением ($\alpha_1 = 7,5^\circ$); 4 – $\alpha = 15^\circ$ $n = 4$ с трапецевидным оребрением; 5 – $\alpha = 15^\circ$ $n = 4$ с пристеночным клиновидным оребрением; * – $\alpha = 15^\circ$ $n = 4$ с пристеночным клиновидным оребрением при наружной установке

По отношению к исходному широкоугольному диффузору ($\alpha = 15^\circ$, $n = 4$), установка пристеночного оребрения позволила снизить виброскорости в три раза без заметного снижения эффективности преобразования энергии в рассматриваемом широкоугольном канале.

Полученные результаты наглядно показывают прямую связь между характером течения в проточной части диффузоров и их вибрационным состоянием.

В заключение заметим, что при использовании продольного оребрения обтекаемых поверхностей диффузоров происходит увеличение их жесткости и собственных частот.

Для проверки, в какой степени увеличение жесткости исследуемых диффузоров может снизить их вибрационное состояние, нами были проведены дополнительные исследования.

Их суть сводилась к тому, что клиновидные ребра переносились на внешний обвод диффузора и далее определялись виброускорения на тех же режимах, что и при внутреннем оребрении.

Такая мера позволила снизить виброскорости на 35–40 % по сравнению с базовым диффузором, тогда как при клиновидном пристеночном оребрении внутренней обтекаемой поверхности максимальное значение виброскорости снизилось в 2,8 раза.

Заключение

Проведенные исследования показали, что продольное клиновидное оребрение обтекаемой поверхности кольцевых диффузоров является эффективным средством стабилизации течения в широкоугольных диффузорах.

Зарянкин Аркадий Ефимович,
Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
доктор технических наук, профессор кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

Парамонов Андрей Неонович,
Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: zariankinay@mpei.ru

Григорьев Евгений Юрьевич,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Бузулуцкий Дмитрий Евгеньевич,
Филиал ОАО «Интер РАО» «Ивановские ПГУ»,
зам. начальника КТЦ,
e-mail: Buzuluckiy-DE@ivpgu.ru

Хазов Павел Сергеевич,
ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,
студент 4 курса направления «Энергетическое машиностроение» профиля «Газотурбинные, паротурбинные установки и двигатели»,
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

Из всех исследованных форм оребрения наиболее эффективным оказалось пристеночное клиновидное оребрение с высотой ребер, соизмеримых с толщиной пограничного слоя. При таком оребрении, по сравнению с исходным неоребрённым диффузором, значение виброскоростей на внешнем обводе кольцевого осесимметричного диффузора удалось снизить в 2,2–2,8 раза в зависимости от закрутки потока во входном сечении без увеличения потерь энергии.

Впервые было показано, что характер изменения коэффициентов полных потерь от закрутки потока во входном сечении диффузоров при использовании продольного клиновидного оребрения обтекаемой поверхности сохранится таким же, как и у диффузоров с гладкими обтекаемыми поверхностями.

Список литературы

1. Влияние угла раскрытия плоских диффузоров на их вибрационное состояние и пути снижения этих вибраций / А.Е. Зарянкин, В.Г. Грибин, А.Н. Парамонов, В.В. Носков, О.М. Митрохова // Теплоэнергетика. – 2012. – № 9. – С. 27–31.
2. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 274 с.

References

1. Zaryankin, A.E., Gribin, V.G., Paramonov, A.N., Noskov, V.V., Mitrokhova, O.M. Vliyanie ugla raskrytiya ploskikh diffuzorov na ikh vibratsionnoe sostoyanie i puti snizheniya etikh vibratsiy [Influence of the opening angle of plane diffusers on their vibrational state and methods of vibration reduction]. *Teploenergetika*, 2012, no. 9, pp. 27–31.
2. Zaryankin, A.E., Simonov, B.P. *Vykhlopnye patrubki parovykh i gazovykh turbin* [Exhaust nozzles of steam and gas turbines]. Moscow, Izdatel'stvo MEI, 2002. 274 p.