

УДК 621.165

## Новые методы стабилизации течения в плоских, конических, кольцевых диффузорных каналах турбомашин

Е.Ю. Григорьев<sup>1</sup>, А.Е. Зарянкин<sup>2</sup>, В.В. Носков<sup>2</sup>, Д.Е. Бузулуцкий<sup>3</sup>, О.А. Трухин<sup>1</sup>  
<sup>1</sup> ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
Иваново, Российская Федерация  
<sup>2</sup> Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Российская Федерация  
<sup>3</sup> Филиал ОАО «Интер РАО» «Ивановские ПГУ», Комсомольск, Российская Федерация  
E-mail: rvs@tren.ispu.ru

### Авторское резюме

**Состояние вопроса:** Анализ работы отечественных и зарубежных газотурбинных установок показывает значительный резерв в повышении технико-экономических показателей на диффузорных каналах этих установок. В связи с этим вопрос обеспечения вибрационной надежности выходных диффузоров мощных энергетических газотурбинных установок, работающих в составе парогазовых установок, в настоящее время является актуальным.

**Материалы и методы:** Результаты получены путем натурного моделирования.

**Результаты:** Установлена прямая связь вибрационного состояния диффузоров с характером течения рабочих сред в его проточной части. Предложено два способа снижения вибрационной нагрузки диффузорных каналов турбомашин. Установлено, что продольное ребрение стенок диффузора, применение экрана вблизи защищаемой стенки диффузора весьма эффективно приводят к снижению вибрации.

**Выводы:** Представленные результаты показывают, что для обеспечения вибрационной надежности выхлопных диффузорных патрубков паровых и газовых турбин, а также регулирующих клапанов необходимо в первую очередь добиваться снижения величины пульсаций давления в их проточных частях. Решить эту задачу возможно путем прямого воздействия на характер течения рабочей среды либо установкой вблизи защищаемой стенки диффузора аэродинамического демпфера.

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

## New Stabilization Methods of Flow in Plane, Conic and Annular Diffuser Ducts of Turbines

E.Yu. Grigor'ev<sup>1</sup>, A.E. Zaryankin<sup>2</sup>, V.V. Noskov<sup>2</sup>, D.E. Buzulutskii<sup>3</sup>, O.A. Trukhin<sup>1</sup>  
<sup>1</sup> Ivanovo State Power Engineering University, Ivanovo, Russian Federation  
<sup>2</sup> National Research University «Moscow Power Engineering University», Moscow, Russian Federation  
<sup>3</sup> Branch of «Inter RAO» «Ivanovo CCGT», Komsomol'sk, Russian Federation  
E-mail: rvs@tren.ispu.ru

### Abstract

**Background:** Having analyzed the operation of Russian and Foreign gas-turbine units, the considerable reserve in increasing the technical and economic indexes on diffuser ducts of these units is proved. According to this, the problem of guaranteeing the diffusers vibrational reliability of powerful engineering gas-turbine units which are the part of combined-cycle gas turbines is urgent.

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

**Results:** Direct connection between diffusers vibrational condition and the flow pattern of operating environment in diffuser flow section was established. The authors suggest two methods of vibrational load decreasing in diffuser ducts of the turbine. Length-wide ribbing of diffuser walls, the usage of the shield near diffuser protected wall lead to vibration decrease.

**Conclusions:** The results show that firstly it is necessary to decrease pressure pulses in flow sections to provide vibrational reliability of diffuser exhaust nozzles of gas and steam turbines. It is possible to solve this problem by direct impact on operating fluid flow pattern or by installation of aerodynamic damper near protected diffuser wall.

**Key words:** Aerodynamics, diffuser, turbine, exhaust nozzle, control valve, pressure pulses, vibration.

**Введение.** Кольцевые диффузоры являются неотъемлемой частью газовых турбин, обеспечивая снижение давления за последней ступенью турбины в результате преобразования кинетической энергии газов, покидающих последнюю ступень турбины, в потенциальную энергию. В результате за газовой турбиной давление оказывается ниже давления в последующем газопроводе, что влечет за собой увеличение использо-

ванного перепада энтальпий и, соответственно, увеличение мощности всей установки.

Согласно опытным данным, в кольцевом диффузоре при степени расширения  $n = 4$ , равномерном поле скоростей в его входном сечении и безотрывном течении коэффициент восстановления энергии  $\xi$  может достигать 80–83 %. То есть примерно 80 % кинетической энергии пото-

ка, выходящего из газовой турбины, может быть преобразовано в потенциальную энергию. Для современных мощных высокотемпературных газовых турбин это означает возможность снизить давление за последней ступенью с  $p_2 = 1,05$  бар до  $p_2 = 0,92-0,94$  бар и увеличить за счет снижения указанного давления мощность турбины на 6–8 % [1, 2].

Реальный эффект от установки таких диффузоров за газовой турбиной оказывается существенно меньшим, так как за последней ступенью поток характеризуется значительной радиальной неравномерностью поля скоростей и направление этих скоростей может заметно отличаться от осевого направления. Кроме того, в проточной части таких диффузоров располагаются мощные крепежные ребра, существенно увеличивающие аэродинамические сопротивления. В результате коэффициент восстановления энергии снижается до 45–50 % и реальный прирост мощности редко превышает 3–4 % при очень больших осевых габаритах рассматриваемых диффузоров.

Габариты диффузора могут заметно превышать осевые размеры собственно газовой турбины. При этом возникает серьезная проблема с обеспечением вибрационной надежности всего выхлопного тракта газовой турбины.

В ряде случаев уровень вибрации нагруженных стенок диффузоров достигает недопустимо высоких значений, вызывающих, в конечном счете, появление трещин на внешнем обводе диффузора и даже его разрушение.

Так, например, виброскорости на корпусе газовой турбины ГТД-110 НПО «Сатурн» в месте его соединения с выхлопным диффузорным патрубком превышают 11 мм/с [1].

В основе возникновения таких высоких динамических нагрузок лежат чисто аэродинамические причины, обусловленные характером течения внутри проточной части отсека «последняя ступень-диффузор». Из этого следует, что для снижения вибраций стенок диффузоров в ГТУ необходимо в первую очередь воздействовать на характер течения в их проточной части. Некоторые способы такого воздействия являются предметом настоящего исследования.

**Влияние угла раскрытия плоских диффузоров на уровень динамических нагрузок на эти стенки.** Исследование указанного влияния производилось на простейшей модели (рис. 1).

Особенностью использованной измерительной системы являлось то, что одна из стенок плоского диффузора (стенка 2) была шарнирно соединена разрезным стержнем 4, обе половинки которого соединялись между собой S-образным динамометром 5. Свободный конец второй половины стержня 4 входил в крепежную скобу 6, являющуюся вторым опорным элементом стержня 4.

Так как стенка 2 плоского диффузора воспринимает со стороны потока как статическую,

так и динамическую нагрузку, то с помощью тензометрического динамометра 5 устанавливалась связь между характером течения в диффузоре и величиной статических и динамических нагрузок, действующих на стенки исследуемого канала.

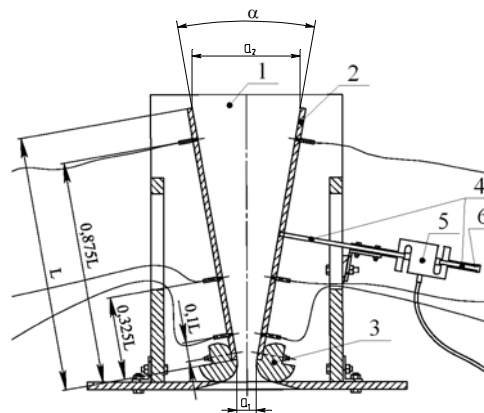


Рис. 1. Схема рабочей части установки для исследования плоских диффузоров

Кроме того, с помощью специальных датчиков давления фирмы «KULITE SEMICONDUCTOR» США, установленных вдоль диффузора, измерялись мгновенные значения давлений [4].

Проведенные измерения показали, что основная область генерации пульсаций давления в диффузоре располагается непосредственно в его входном сечении, где амплитуда пульсаций в этой области при всех углах раскрытия имеет максимальную величину, численное значение которой нарастает с увеличением угла раскрытия канала  $\alpha$  до  $15^\circ$ .

Осциллограммы пульсаций давлений и соответствующие им спектрограммы, полученные в различных сечениях диффузоров с углом раскрытия  $\alpha = 7^\circ$  и  $\alpha = 15^\circ$  (рис. 2, 3), наглядно подтверждают сказанное.

Проведенные измерения динамических нагрузок на стенки диффузора показали, что по сравнению с безградиентными каналами эти нагрузки при угле  $\alpha = 7^\circ$  увеличились в 12 раз, а при  $\alpha = 15^\circ$  они выросли в 34 раза.

Полученные результаты показывают, что для обеспечения вибрационной надежности газотурбинных диффузоров необходимо в первую очередь добиваться снижения величины пульсаций давлений в их проточных частях.

Решить эту задачу возможно либо путем прямого воздействия на характер течения рабочей среды, либо установкой вблизи внутренней поверхности внешнего обвода кольцевого диффузора специальных аэродинамических демпферов, обеспечивающих гашение пульсаций давления в пристеночной области течения.

Для изменения характера течения в проточной части диффузора использовали продольное оребрение стенок диффузора.

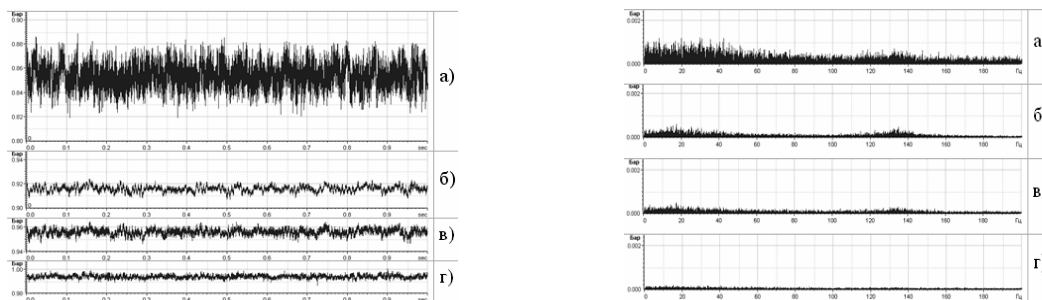


Рис. 2. Осциллограммы и спектрограммы пульсаций давления на стенке плоского диффузора с углом раскрытия  $7^\circ$ : а – на входе; б –  $0,1L$ ; в –  $0,325L$ ; г –  $0,875L$

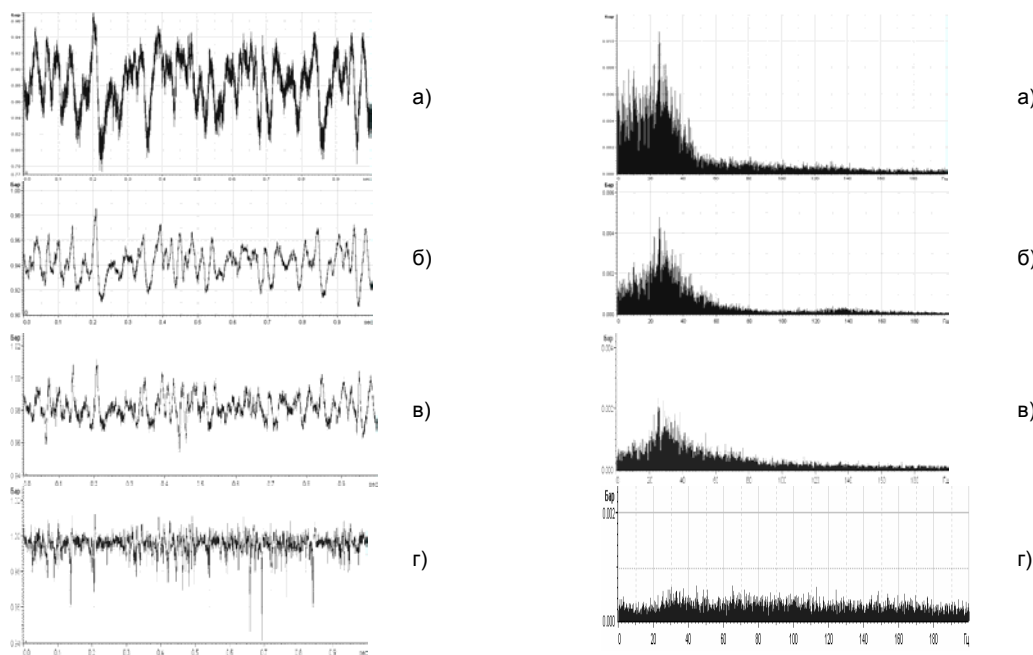


Рис. 3. Осциллограммы и спектрограммы пульсаций давления на стенке плоского диффузора с углом раскрытия  $15^\circ$ : а – на входе; б –  $0,1L$ ; в –  $0,325L$ ; г –  $0,875L$

На плоских диффузорах этот способ снижения пульсаций давления оказался весьма эффективным [4].

Однако применение оребрения в кольцевых диффузорах газовых турбин требует тщательной проверки, так как поток на выходе из последней ступени турбины обладает закруткой и радиальной неравномерностью [5].

**Влияние закрутки потока на входе в кольцевой диффузор на аэродинамические и вибрационные характеристики.** Для исследования влияния указанных особенностей течения за последней ступенью турбины на аэродинамические и вибрационные характеристики кольцевых диффузоров был изготовлен стенд, позволяющий обеспечить закрутку потока на входе в диффузор  $\varphi$  от  $0$  до  $20^\circ$ , а также имитировать высокоскоростную струю в области наружной образующей.

Исследования проводились на кольцевых диффузорах с цилиндрической внутренней втулкой и коническим внешним обводом при двух углах раскрытия  $\alpha_1$ , равных  $7$  и  $15^\circ$ , и двух степенях расширения канала  $n = F_2/F_1$ , равных  $2$  и  $4$ . При этом рассматривались диффузоры с глад-

кими внутренними поверхностями, с продольно-оребрёнными поверхностями и диффузоры с пристеночными перфорированными экранами.

Суть продольного оребрения (рис. 4) состоит в установке вдоль обтекаемой поверхности  $1$  клиновидных ребер  $2$  с расположением их вершин во входном сечении.

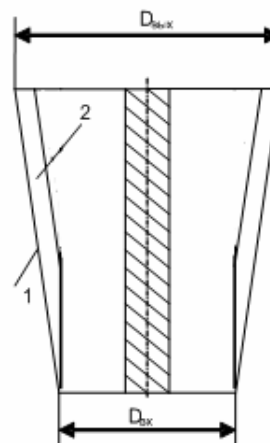


Рис. 4. Схема кольцевого диффузора с внутренним оребрением: 1 – внешняя поверхность; 2 – ребро

На рис. 5 показана схема установки пристеночного перфорированного экрана-диффузора. Для исключения перетечек рабочей среды через пристеночный зазор эта область заполняется ватной набивкой.

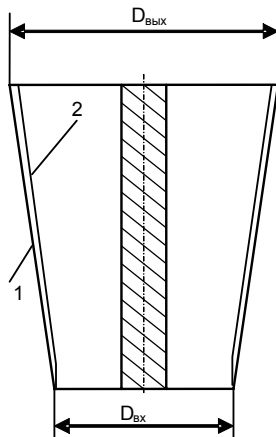


Рис. 5. Схема кольцевого диффузора с установленным внутренним перфорированным коническим диффузором: 1 – внешняя поверхность; 2 – перфорированный конический диффузор

В качестве критерия аэродинамического совершенства рассматриваемых диффузоров был выбран коэффициент полных потерь  $\zeta_n$ , который включает как внутренние потери в канале  $\zeta$ , так и потери с выходной скоростью  $\zeta_{вс}$ .

Полученные результаты (рис. 6,а) показывают, что диффузор с углом раскрытия  $\alpha_1 = 15^\circ$  и степенью расширения  $n = 4$  обладает наименьшим сопротивлением (кривая 3), несмотря на то, что при равномерном поле скоростей на входе ( $\varphi = 0^\circ$ ) в его выходном сечении были обнаружены довольно большие зоны, занятые возвратными течениями. Однако применение такого диффузора не представляется возможным по условиям виброактивности (рис. 6,б). Уровень виброскорости стенок диффузора, по сравнению с диффузором при угле раскрытия  $\alpha_1 = 15^\circ$  и степени расширения  $n = 2$ , оказался в 5 раз выше.

Наличие закрученного поля скоростей на входе в исследуемые каналы способствует переносу массы вещества с большей кинетической энергией в направлении внешнего обвода, что привело к большей наполненности профиля скоростей и, как следствие, к снижению коэффициента полных потерь. Более того, тщательное исследование выходного поля скоростей диффузора ( $\alpha_1 = 15^\circ$ ,  $n = 4$ ) при  $\varphi = 15^\circ$  показало отсутствие отрывных явлений в данном канале, что, в свою очередь, привело к увеличению эффективной проходной площади, коэффициент полных потерь  $\zeta_n$  уменьшился по сравнению с незакрученным потоком на входе более чем на  $\Delta\zeta_n = 25\%$ .

Вибрационные испытания показали, что улучшение условий течения вблизи стенки канала при закрученном поле скоростей при-

водит к заметному улучшению виброхарактеристик канала, так как динамические нагрузки на стенках, защищенных пограничным слоем, всегда меньше нагрузок, которые испытывают стенки при прямом контакте с оторвавшимся нестационарным потоком.

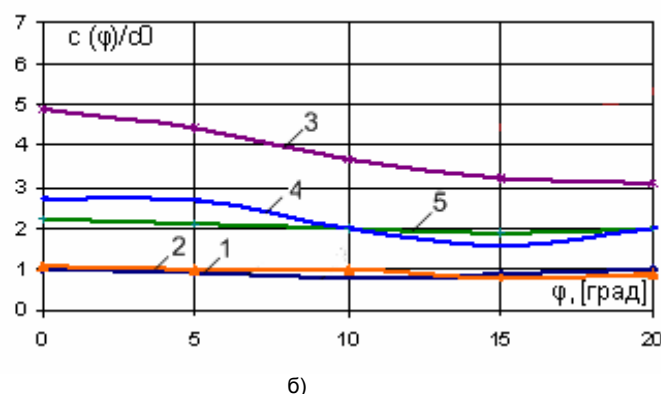
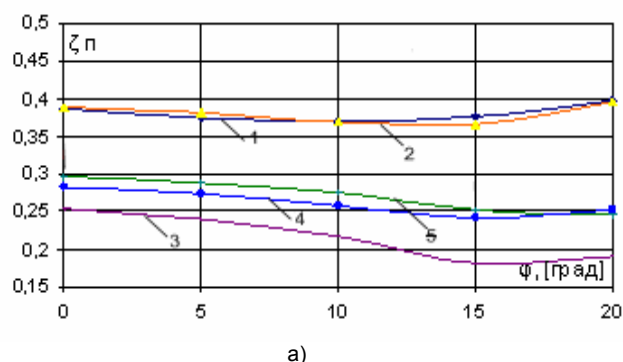


Рис. 6. Зависимости коэффициента полных потерь (а) и виброскорости (б) от угла закрутки потока во входном сечении: 1 – диффузор  $\alpha_1 = 7^\circ$ ,  $n = 2$ ; 2 –  $\alpha_1 = 15^\circ$ ,  $n = 2$ ; 3 –  $\alpha_1 = 15^\circ$ ,  $n = 4$ ; 4 –  $\alpha_1 = 15^\circ$ ,  $n = 4$  (оребрение с подрезкой); 5 –  $\alpha_1 = 15^\circ$ ,  $n = 4$  (с перфорированным экраном)

Оребрение внутренней поверхности исследуемых диффузоров вызвало рост потерь всего на  $\Delta\zeta_n = 0,03-0,06$ . В свою очередь, закрутка потока снизила коэффициент полных потерь при углах закрутки  $\varphi < 20^\circ$  и привела к снижению вибрации.

Для оребренного диффузора с углом  $\alpha_1 = 15^\circ$  и степенью расширения  $n = 4$  наблюдается снижение виброскорости более чем в 2,5 раза. Для безотрывных диффузоров ( $\alpha_1 = 7^\circ$  и  $\alpha_1 = 15^\circ$  при  $n = 2$ ) оребрение снизило виброскорость в среднем всего на 30 %.

### Заключение

На основе проведенного физического моделирования установлена прямая связь вибрационного состояния диффузоров с характером течения рабочих сред в его проточной части: резкое возрастание вибраций всегда являлось следствием возникновения в канале локальных вихревых образований, нарушающих стационарность течения.

Введение в кольцевых диффузорах продольного оребрения на внутренней поверхно-

сти внешнего обвода существенно меняет картину течения и ведет к более интенсивному нарастанию давления и снижению скорости на первой половине канала, чем при отсутствии оребрения. Это обстоятельство позволяет при сохранении высокой степени расширения диффузорного канала заметно сократить его осевую длину.

Введение продольного оребрения в кольцевых диффузорах не привело к качественному изменению зависимости коэффициента полных потерь от угла закрутки потока во входном сечении. Как и в гладких диффузорах при углах закрутки  $\varphi < 15^\circ$ , указанный коэффициент несколько снижается и только при  $\varphi > 15^\circ$  наблюдается его заметное увеличение.

Весьма эффективным средством защиты стенок диффузоров от динамических нагрузок со стороны движущихся рабочих сред является введение в канал перфорированных пристеночных экранов с заполнением зазора до стенки диффузора демпфирующим материалом типа минеральной ваты.

Применение минеральной ваты в зазоре «пристеночный экран – внешний обвод» кольцевого диффузора газовой турбины позволяет выполнить термоизоляцию не снаружи диффузора, а внутри, либо использовать ее как первую ступень общей термоизоляции диффузора.

#### Список литературы

1. Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин. – М.: Энергия, 1970.
2. Зарянкин А.Е., Симонов Б.П. Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин. – М.: Изд-во МЭИ, 2002. – 274 с.
3. Алексеев М.А., Ермолаев В.В., Будаков И.В. Первые результаты эксплуатации двигателя ГТД-110 НПО «Сатурн» в составе ПГУ-325 // Тез. докл. LVI науч.-техн.

*Зарянкин Аркадий Ефимович,*

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
доктор технических наук, профессор 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

*Носков Виктор Владимирович,*

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,  
кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры паровых и газовых турбин,  
e-mail: NoscoVV@yandex.ru

*Бузулуцкий Дмитрий Евгеньевич,*

Филиал ОАО «Интер РАО» «Ивановские ПГУ»,  
ведущий инженер,  
e-mail: Buzuluckiy-DE@ivpgu.ru

*Трухин Олег Андреевич,*

ФГБОУВПО «Ивановский государственный энергетический университет имени В.И. Ленина»,  
студент,  
e-mail: rvs@tren.ispu.ru

конф. «Применение газотурбинных технологий в энергетике и промышленности». – Пермь, 2009. – С. 131–135.

4. Зарянкин А.Е., Носков В.В. Исследование влияния характера течения в плоских диффузорных каналах на их вибрационное состояние // Тез. докл. XV ежегодной международ. науч.-техн. конф. студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика» (февраль 2009 г., Москва). – М.: МЭИ, 2009. – Т. 3. – С. 251–252.

5. Лагун В.П., Симою Л.Л., Фрумин Ю.З. Натурные исследования выхлопного патрубка мощной паровой турбины // Теплоэнергетика. – 1975. – № 2. – С. 31–35.

#### References

1. Deych, M.E., Zaryankin, A.E. *Gazodina-mika diffuzorov i vykhlopnykh patrubkov tur-bomashin* [Gas Dynamics of Diffusers and Exhaust Nozzles of Turbomachines]. Moscow, Energiya, 1970.

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.

3. Alekseev, M.A., Ermolaev, V.V., Budakov, I.V. *Perve rezultaty ekspluatatsii dvigatelya GTD-110 NPO «Saturn» v sostave PGU-325* [First Results of GTD-110 NPO «Saturn» Engine Operation as a Part of CCGT – 325 Unit], in *Tezisy dokladov LVI nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Primenenie gazoturbinykh tekhnologiy v energetike i promyshlennosti»* [Report Theses of LVI Scientific and Technical Conference “Applying Gas Turbine Technologies in Power Engineering and Industry”]. Perm', 2009, pp. 131–135.

4. Zaryankin, A.E., Noskov, V.V. *Issledovanie vliyaniya kharaktera techeniya v ploskikh diffuzornykh kanalakh na ikh vibratsionnoe sostoyanie* [Research of Influence of Flow Pattern in Plane Diffuser Ducts on Their Vibrational Condition], in *Tezisy dokladov XV ezhegodnoy mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii studentov i aspirantov «Radioelektronika, elektrotekhnika i energetika»* [Report Theses of XV Annual International Scientific and Technical Conference of Students and Post-Graduate Students «Radio Electronics, Electrical Engineering and Power Engineering»]. Moscow, MPEI, 2009, vol. 3, pp. 251–252.

5. Lagyn, V.P., Simoy, L.L., Frymin, Yu.Z. *Teploenergetika*, 1975, issue 8, pp. 31–35.