

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»

**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО**  
**УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХПІ»**

*Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування*

№ 15(1124) 2015

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків  
НТУ «ХПІ», 2015

**Вісник Національного технічного університету «ХПІ».** Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – 184 с. – ISSN 2078-774X.

Державне видання  
Свідоцтво Держкомітета по інформаційній політиці України  
КВ № 5256 від 2 липня 2001 року

Збірник виходить українською та російською мовами

*Вісник Національного технічного університету «ХПІ» внесено до «Переліку наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук затвердженого Постановою президії ВАК України від 26 травня 2010 р., № 1-05 (Бюлетень ВАК України, № 6, 2010 р., с. 3, № 20).*

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

**Координаційна рада:**

Л. Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф. (**голова**);  
К. О. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц. (**секретар**);  
А. П. МАРЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; Є. І. СОКОЛ, д-р техн. наук, чл.-кор. НАН України;  
Є. Є. АЛЕКСАНДРОВ, д-р техн. наук, проф.; А. В. БОЙКО, д-р техн. наук, проф.;  
Ф. Ф. ГЛАДКИЙ, д-р техн. наук, проф.; М. Д. ГОДЛЕВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;  
А. І. ГРАБЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.; В. Г. ДАНЬКО, д-р техн. наук, проф.;  
В. Д. ДМИТРИЄНКО, д-р техн. наук, проф.; І. Ф. ДОМНІН, д-р техн. наук, проф.;  
В. В. СПІФАНОВ, канд. техн. наук, проф.; Ю. І. ЗАЙЦЕВ, канд. техн. наук, проф.;  
П. О. КАЧАНОВ, д-р техн. наук, проф.; В. Б. КЛЕПІКОВ, д-р техн. наук, проф.;  
С. І. КОНДРАШОВ, д-р техн. наук, проф.; В. І. КРАВЧЕНКО, д-р техн. наук, проф.;  
Г. В. ЛІСАЧУК, д-р техн. наук, проф.; О. К. МОРАЧКОВСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.;  
В. І. НІКОЛАЄНКО, канд. іст. наук, проф.; П. Г. ПЕРЕРВА, д-р екон. наук, проф.;  
В. А. ПУЛЯЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. І. РИЩЕНКО, д-р техн. наук, проф.;  
В. Б. САМОРОДОВ, д-р техн. наук, проф.; Г. М. СУЧКОВ, д-р техн. наук, проф.;  
Ю. В. ТИМОФІЄВ, д-р техн. наук, проф.; М. А. ТКАЧУК, д-р техн. наук, проф.

**Редакційна колегія серії:**

**Відповідальний редактор:** А. В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

**Відповідальний секретар:** Ю. О. Юдін, канд. техн. наук, проф.

**Члени редколегії:** Е. Г. Братуга, д-р техн. наук, проф.; А. М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.;

В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.; С. В. Ершов, д-р техн. наук, проф.;

О. В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.; В. М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.;

З. Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.; Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, академік НАНУ,

дійсний чл. АН України; А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;

В. П. Суботович, д-р техн. наук, проф.; М. О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;

О. І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; А. П. Усатий, д-р техн. наук, проф.;

А. А. Халатов, д-р техн. наук, проф., академік НАНУ;

О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ

*У квітні 2013 р. Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань бази даних **Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)***

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».  
Протокол № 2 від 24 лютого 2015 р.

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні  
процеси й устаткування**

**До 85–ліття кафедри турбінобудування**

<i>Бойко А. В.</i> Кафедре турбиностроения – 85. Итоги последнего десятилетия (2005–2015 гг.).....	5
<i>Русанов А. В., Шубенко А. Л., Швецов В. Л., Сенецкий А. В.</i> Разработка проточной части ЦВСД паровой турбины К-1250 на основе методов расчета трехмерных вязких течений.....	7
<i>Бойко А. В., Усатый А. П., Баранник В. С.</i> Особенности выбора геометрических углов входа и углов установки в задачах оптимального проектирования осевых турбин .....	17
<i>Бондаренко Г. А., Бага В. Н.</i> Исследование течения в лабиринтном уплотнении .....	23
<i>Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р., Колесник А. А.</i> Аэроупругие колебания лопаточного венца турбомашин в трёхмерном потоке вязкого газа .....	32
<i>Швецов В. Л., Кожешкурт И. И., Конев В. А., Солодов В. Г., Хандримайлов А. А.</i> Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД.....	41
<i>Черноусенко О. Ю.</i> Сравнение расчётных и экспериментальных данных напряжённо-деформированного состояния элементов турбины К-200-130 .....	50
<i>Халатов А. А., Борисов И. И., Безлюдная М. В., Панченко Н. А., Дашевский Ю. Я.</i> Перспективные способы пленочного охлаждения: влияние ускорения основного потока .....	56
<i>Тарасов А. И., Чан Конг Шанг, Литвиненко О. А., Михайлова И. А.</i> Комплексный метод расчёта систем охлаждения роторов газовых турбин .....	63
<i>Петельчиц В. Ю., Письменный Д. Н., Дашевский Ю. Я.</i> Влияние ориентации рядов отверстий на цилиндрическом участке входной кромки на эффективность плёночного охлаждения.....	69
<i>Аркадьев Б. А.</i> Охлаждение паровых турбин.....	76
<i>Rusanov R., Klonowicz P., Rusanov A., Lampart P., Jędrzejewski L., Witanowski L.</i> Methods for Design of Axial Turbines for ORC Cogeneration Unit Working With MDM....	86
<i>Юдин Ю. А., Субботович В. П., Юдин А. Ю., Темченко С. А.</i> О влиянии на характеристики выходных диффузоров числа Маха за последней ступенью турбины.....	101
<i>Северин В. П., Никулина Е. Н., Лютенко Д. А., Бобух Е. Ю.</i> Многокритериальный синтез систем управления энергоблока АЭС с использованием лаборатории методов оптимизации OPTLAB.....	106

<b>Кобзарь К. А., Гакал П. Г., Овсянникова Е. А.</b> Обзор методик анализа теплового состояния ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом .....	112
<b>Калинкевич Н. В., Щербаков О. Н.</b> Расширение диапазона устойчивой работы ступени центробежного компрессора за счет вдува рабочей среды в безлопаточном диффузоре .....	118
<b>Нефедов А. Н., Скорик А. В.</b> Опыт расчёта течения газа в ступенях центробежных компрессоров в программном комплексе ANSYS CFX с учётом реальных свойств сжимаемой среды .....	126
<b>Мирошниченко А. А., Обухов А. А., Парафейник В. П.</b> Расчетно-экспериментальное исследование влияния немодельных изменений в геометрии проточной части среднерасходной ступени центробежного компрессора .....	131
<b>Гармаш Н. Г.</b> Исследование напряженного состояния валопроводов турбин при коротких замыканиях .....	141
<b>Ровный К. Н.</b> Исследование возможности использования существующего узла статор-спиральная камера турбины РО230/821 для условий эксплуатации насос-турбины ОРО230-В-221 .....	146
<b>Нечуйвітер М. М., Шелепов І. Г.</b> Підвищення надійності експлуатації живильних насосів деаераційних установок паротурбінних блоків електростанцій .....	151
<b>Волощук В. А.</b> Впровадження енергоефективних рішень із використанням місцевих та відновлювальних джерел енергії при теплозабезпеченні навчальних закладів в умовах України .....	156
Реферати .....	166
Рефераты .....	171
Abstracts .....	176

**КАФЕДРЕ ТУРБИНОСТРОЕНИЯ – 85.  
ИТОГИ ПОСЛЕДНЕГО ДЕСЯТИЛЕТИЯ (2005–2015 гг.)**

Кажется, совсем недавно кафедра турбиностроения отмечала свой 75-летний юбилей. Готовясь к этому юбилею, коллектив кафедры проделал огромную работу. Были систематизированы материалы по истории кафедры, её достижения за 75 лет, вклад сотрудников кафедры в развитие отрасли, судьбы выдающихся выпускников – все это было обобщено, опубликовано, отражено на стендах, размещено на сайте кафедры, где можно посмотреть и кинофильм, рассказывающий о праздновании 75-летнего юбилея кафедры. Будущее можно строить, только опираясь на опыт и достижения прошлых поколений.

Памятуя это, коллектив кафедры установил мемориальные доски основателю кафедры проф. В. М. Маковскому и его преемнику проф. Я. И. Шнеэ. Следует особо подчеркнуть, что средства на изготовление и установку досок своим учителям были пожертвованы благодарными выпускниками кафедры.

Но время летит быстро. И вот в этом 2015 году коллектив кафедры отмечает свой 85-летний юбилей.

В этой статье речь пойдет только о достижениях кафедры за истекшие последние 10 лет.

Прежде всего, следует вспомнить, что Постановлением Совета Министров Украины № 665-р от 22 декабря 2006 года научно-исследовательский комплекс экспериментальных установок по изучению газодинамических и теплофизических процессов в турбомашинах кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ» получил статус «Национального достояния Украины». Это единственный в стране пример высокой оценки значимости оборудования университетской кафедры и высоких научных результатов, получаемых с его помощью.

В 2005 г. коллектив кафедры дал старт ежегодной научно-технической конференции «Проблемы энергосбережения и пути их решения». Сегодня это авторитетный международный форум ученых и производителей, хорошо известный в стране и за рубежом, к организации которого присоединились Национальный технический университет Украины «КПИ», Институт технической теплофизики (ИТТФ) и Институт проблем машиностроения (ИПМаш им. А. Н. Подгорного) НАН Украины.

Большим авторитетом у специалистов пользуется Вістник НТУ «ХПІ» «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», который усилиями коллектива кафедры превратился и по содержанию и по форме в солидное научно-техническое издание, выходящее 3–4 раза в год. Авторами статей в этом Вестнике являются известные ученые не только Украины но и дальнего зарубежья.

На кафедре широким фронтом продолжают научные исследования. Объем бюджетной тематики составляет от 400 до 1090 тысяч, а хозяйственной тематики от 100 до 210 тысяч гривен в год.

Восстановлено самое тесное сотрудничество с ОАО «Турбоатом». Фактически кафедра стала филиалом конструкторского бюро завода. Проведенные кафедрой по просьбе завода результаты оптимизации цилиндров высокого и среднего давления мощных паровых турбин приняты к производству заводом при создании турбин нового поколения.

На кафедре успешно ведется подготовка специалистов высшей квалификации. За последние десять лет защищено 9 кандидатских и 3 докторских диссертаций (профессора кафедры Тарасов А. И., Усатый А. П., Субботович В. П.).

Признанием научных достижений кафедры является получение сотрудником кафедры проф. Субботовичем В.П. в составе авторского коллектива завода и ИПМаша Государственной премии Украины по науке и технике 2009 года за «Создание паровых турбин нового поколения мощностью 325 МВт».

О высоком научном уровне проводимых на кафедре научных работ говорит и тот факт, что кафедра регулярно участвует с докладами, отражающими научные достижения кафедры, в самых престижных конференциях «дальнего» зарубежья: Европейская Конференция по Турбомашинам (ETC8 – 2009 г., Грац, Австрия; ETC11 – 2015 г., Мадрид, Испания), Совместная Американско-Европейская Конференция по Проточным машинам (ASME – 2010 г., Монреаль, Канада; ASME – 2014 г., Чикаго, США), Первом Всемирном Конгрессе по Оптимизации в Инженерных Областях (OPT-i, 2014 г., Кос, Греция).

Научные разработки кафедры неоднократно награждались Золотой медалью и Дипломом на Всеукраинских конкурсах-выставках «Лучший товар года» в номинации «Наука»

Мы вышли на высокий уровень по количеству (в среднем до 30 в год) публикуемых статей (в том числе в зарубежных изданиях), что является хорошим показателем продуктивности ученых кафедры.

За прошедшие 10 лет на кафедре опубликовано 4 научных монографии, 2 учебника и 4 учебных пособия с грифом МОН Украины.

В актив кафедры необходимо записать открытие новой специальности «Газотурбинные установки и компрессорные станции» и завершение становления специальности «Теплофизика».

Подводя итоги прошедшего десятилетия, следует отметить, что главные успехи коллектива кафедры ещё впереди. Залог этому – талантливейшая молодежь, которая увлеченно трудится в нашем коллективе.

Заведующий кафедрой  
турбиностроения



д.т.н. проф. Бойко А.В.

УДК 621.165

**А. В. РУСАНОВ**, чл.-корр. НАНУ, проф.; зав. отд. ИПМаш НАН України, Харьков;

**А. Л. ШУБЕНКО**, чл.-корр. НАНУ, проф.; зав. отд. ИПМаш НАН України, Харьков;

**В. Л. ШВЕЦОВ**, канд. техн. наук; главный конструктор паровых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;

**А. В. СЕНЕЦКИЙ**, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харьков

## РАЗРАБОТКА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦВСД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-1250 НА ОСНОВЕ МЕТОДОВ РАСЧЕТА ТРЕХМЕРНЫХ ВЯЗКИХ ТЕЧЕНИЙ

Представлены результаты расчётных исследований трехмерных течений в проточной части ЦВСД новой паровой турбины К-1250 ОАО «Турбоатом» для блоков атомных электростанций. Численные исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Проточная часть ЦВСД К-1250 спроектирована с использованием разработанного в ИПМаш НАН України метода параметризации и аналитического профилирования лопаток. Показано, что в предлагаемом ЦВСД за счет применения современных подходов к профилированию лопаточных аппаратов, а также формированию меридиональных обводов КПД проточных частей ЦВД и ЦСД без учета отборов пара составил 96,6 и 96,4 %, соответственно.

**Ключевые слова:** паровая турбина, цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД), проточная часть, пространственное течение, направляющие и рабочие лопатки, моделирование ступеней турбины.

### Введение

На сегодняшний день турбины производства ОАО «Турбоатом» успешно работают на электростанциях более чем 45 стран Европы, Азии, Америки и Африки. Более 260 паровых турбин суммарной мощностью свыше 60 млн кВт изготовлены для тепловых электростанций, из них 55 турбин для 16 ТЭС дальнего зарубежья. Для 24 АЭС изготовлено 169 турбин суммарной мощностью более 60 млн кВт, из них 40 турбин для 7 АЭС дальнего зарубежья. Доля «Турбоатом» в поставках турбин для АЭС на мировом рынке составляет 13 %, по этому показателю ОАО «Турбоатом» занимает 4-е место в мире [1].

В последние 15–20 лет при проектировании проточных частей турбомашин широко применяют методы моделирования пространственных вязких течений, основанные на численном интегрировании уравнения Рейнольдса [2]. Их использование необходимо для обеспечения высокого уровня аэродинамического совершенствования турбоустановок, уменьшения объема экспериментальных исследований и сокращения времени проектирования.

В статье представлены результаты расчетных исследований трехмерных течений в проточной части ЦВСД новой паровой турбины К-1250 ОАО «Турбоатом» для блоков атомных электростанций.

### Метод расчета течения

Для численного исследования трехмерных течений пара в проточной части паровой турбины применялся программный комплекс *IPMFlow*, являющийся развитием программ *FlowER* и *FlowER-U* [3, 4]. Математическая модель комплекса основана на численном интегрировании осредненных по Рейнольдсу нестационарных уравнений

Навье-Стокса с помощью неявной квазимонотонной *ENO*-схемы повышенной точности и двухпараметрической дифференциальной модели турбулентности *SST* Ментера.

Для учёта термодинамических свойств рабочего тела используется интерполяционно-аналитический метод аппроксимации уравнений формуляции *IAPWS-95* [5, 6]. Результаты расчетов, полученные с помощью программного комплекса *IPMFlow*, обладают необходимой достоверностью как по качественной структуре течения, так и по количественной оценке характеристик изолированных турбинных решеток и проточных частей турбомашин в целом [7, 8].

### Метод аналитического профилирования лопаточных венцов осевого типа

Для построения геометрии лопаточного венца проточной части осевой турбины используется метод параметризации и аналитического профилирования лопатки [9], задаваемой произвольным набором плоских профилей, каждый из которых рассматривается в декартовой системе координат с осью абсцисс, параллельной оси турбины, и осью ординат, совпадающей с фронтом решетки (рис. 1).

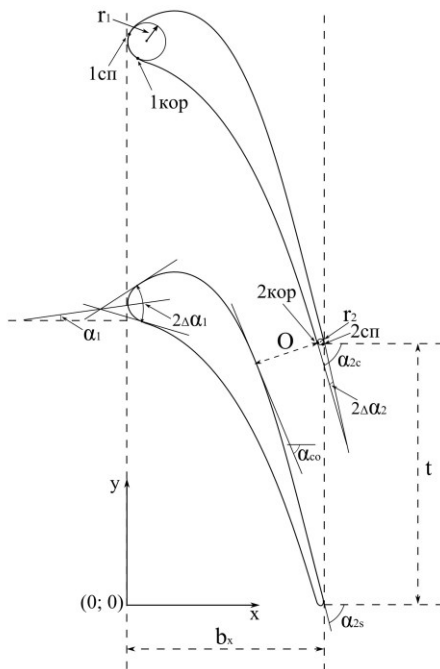


Рис. 1 – Решетка профилей

$\alpha_{co} = \alpha_{2s} + \alpha_{2sk}$ ;  $1_{сп}$ ,  $2_{сп}$ ,  $1_{кор}$ ,  $2_{кор}$  – точки сопряжения входных и выходных кромок с кривыми спинки и корытца (см. рис. 1).

Коэффициенты кривой (1), описывающей спинку, рассчитываются итерационно из соотношений

$$\begin{cases} y'_{сп}(x_{1сп}) = \text{tg}(\alpha_1 + \Delta\alpha_1) \\ y''_{сп}(x_{1сп}) = \{y''_{сп,0}\} \\ y_{сп}(x_0) = y_0 \\ y'_{сп}(x_0) = \text{tg}(\alpha_{co}) \\ y_{сп}(x_{2сп}) = y_{2сп} \\ y'_{сп}(x_{2сп}) = \text{tg}(\alpha_{2s}) \end{cases} \quad (3)$$



Варіюемими параметрами для соотношений (3) являются  $\alpha_{2s}$  и  $y_0''$ , подбор которых должен обеспечить заданную величину горла решетки  $O$ , а также минимальное значение максимальной кривизны на множестве кривых (1) [9]. Величина горла определяется по заданным значениям шага решетки и эффективному углу

$$O = t \cos \alpha_{2ef}.$$

После определения кривой спинки и вписывания входной и выходной кромок итерационно рассчитываются коэффициенты кривой (2) для корытца с использованием соотношений

$$\begin{cases} y_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = y_{1\text{кор}} \\ y'_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = \text{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha_1) \\ y''_{\text{кор}}(x_{1\text{кор}}) = \{y''_{\text{кор},0}\} \\ y_{\text{кор}}(x_{2\text{кор}}) = y_{2\text{кор}} \\ y'_{\text{кор}}(x_{2\text{кор}}) = \text{tg} \alpha_{2c} \end{cases}, \quad (4)$$

где  $x_{1c}$ ,  $y_{1c}$ ,  $x_{2c}$ ,  $y_{2c}$  – координаты касания кривой корытца с окружностями входной и выходной кромок, которые определяются по заданному углу  $\alpha_1 - \Delta\alpha_1$  на входной кромке и варьируемому углу  $\alpha_{2c}$  на выходной кромке. Угол  $\alpha_{2c}$  выбирается в интервале  $\alpha_{co}$  и  $\alpha_{2s}$  таким образом, чтобы обеспечить минимальное значение максимальной кривизны кривой корытца, либо задаётся равными  $\alpha_{2s} - \Delta\alpha_2$  [10, 11].

**Исходные данные для газодинамических расчетов и проектирования проточных частей ЦВД и ЦСД паровой турбины К-1250**

Исходными данными для трехмерных газодинамических расчетов и проектирования проточных частей ЦВД и ЦСД паровой турбины К-1250 были результаты теплового расчета. Основные геометрические и газодинамические характеристики ЦВСД полученные в тепловом расчете представлены в табл. 1–4. На рис. 2 показан продольный разрез прототипа ЦВСД паровой турбины К-1250.

ЦВД состоит из 8 ступеней, образующих 3 отсека, состоящих из: 1–4, 5–6 и 7–8 ступеней соответственно, а ЦСД включает 3 ступени, образующих 2 отсека, состоящих из: 1 и 2–3 ступеней соответственно. Между отсеками расположены регенеративные отборы пара.

Таблица 1.

Основные геометрические характеристики ступеней проточной части ЦВД

№ ст.	$D_{\text{ср НА}}$ , мм	$l_{\text{НА}}$ , мм	$D_{\text{ср РК}}$ , мм	$l_{\text{РК}}$ , мм	$Z_{\text{НА}}$ , шт	$Z_{\text{РК}}$ , шт	$\alpha_1$ , градус	$\beta_2$ , градус	$\beta_1$ , градус
1	1951,0	167,0	1956,0	172,0	56	68	13,04	20,55	27,75
2	1981,5	197,5	1993,0	209,0	56	68	13,05	19,70	27,75
3	2018,0	234,0	2033,0	249,0	56	68	13,30	19,35	27,75
4	2054,0	270,0	2069,0	285,0	50	60	13,25	19,50	27,75
5	2090,0	306,0	2107,0	323,0	50	60	13,05	19,30	27,75
6	2139,0	355,0	2158,0	374,0	66	56	13,85	18,80	36,00
7	2181,0	397,0	2203,0	419,0	66	54	14,55	18,90	43,50
8	2247,0	463,0	2279,0	495,0	66	52	16,10	19,40	51,10

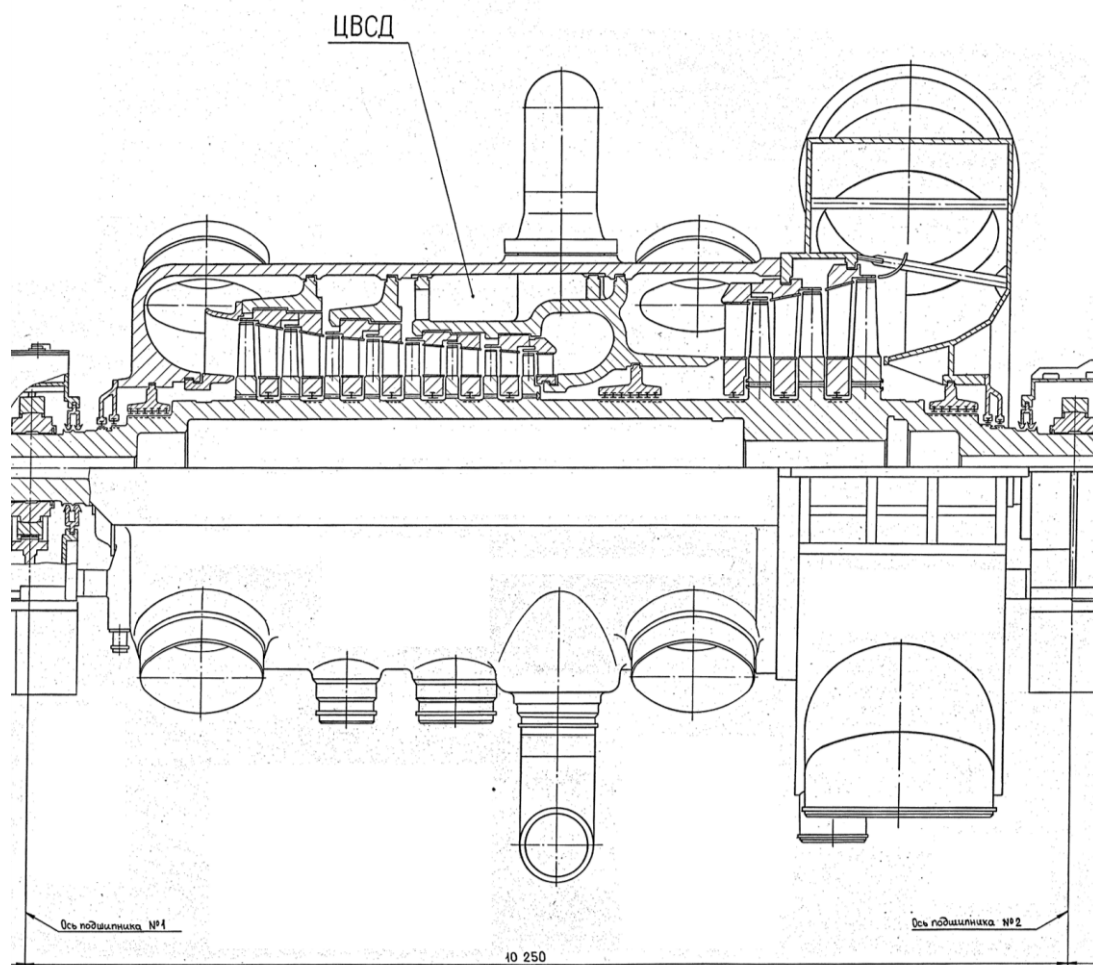


Рис. 2 – Продольный разрез ЦВД турбины К-1250

Таблица 2.

Основные геометрические характеристики ступеней проточной части ЦВД

№ ст.	$D_{ср\ HA}$ , мм	$l_{HA}$ , мм	$D_{ср\ PK}$ , мм	$l_{PK}$ , мм	$Z_{HA}$ , шт	$Z_{PK}$ , шт	$\alpha_1$ , градус	$\beta_2$ , градус	$\beta_1$ , градус
1	3277,0	225,0	3283,0	237,0	142	220	14,33	20,70	34,44
2	3370,0	330,0	3423,5	393,5	142	170	14,56	19,00	44,29
3	3535,5	515,5	3589,5	584,5	142	100	13,71	18,82	58,64

Таблица 3.

Основные газодинамические параметры в зазорах между ступенями ЦВД

№ ст.	Полное давление на входе $P_{вх}$ , МПа	Плотность на входе $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Полная температура на входе $t$ , °С	Статическое давление на выходе $P_{вых}$ , МПа
1	6,6930	34,746	282,8	5,3754
2	5,3754	27,378	268,5	4,3252
3	4,3252	21,780	255,0	3,4692
4	3,4692	17,369	242,0	2,7740
5	2,7740	13,870	229,5	2,1959
6	2,1959	10,992	217,5	1,7297
7	1,7297	8,715	205,2	1,3556
8	1,3556	6,886	193,5	1,0828

Основные газодинамические параметры в зазорах между ступенями ЦСД

№ ст.	Полное давление на входе $P_{вх}$ , МПа	Плотность на входе $\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Полная температура на входе $t$ , °С	Статическое давление на выходе $P_{вых}$ , МПа
1	1,0070	5,179	269,6	0,7070
2	0,7070	3,701	227,7	0,5003
3	0,5003	2,670	189,5	0,3551

Методика выполнения трехмерных расчетов, построения расчетной сетки и выбора характерных сечений для определения интегральных газодинамических характеристик базировалась на следующем:

- расчеты проводились по «отсекам». В качестве отсека выбиралась группа последовательно расположенных ступеней с приблизительно одинаковым массовым расходом пара, т. е. между которыми нет значительных отборов рабочего тела;

- при расчетах не учитывались надбандажные, междисковые и диафрагменные протечки, отборы рабочего тела, а также влияние влажности пара на показатели экономичности проточной части;

- отображение физической области на расчетную выполнялось с помощью расчетной сетки *H*-типа. Размерность сетки в каждом венце составляла 80×80×96 ячеек, т. е. более 1,2 млн. ячеек в одной ступени;

- термодинамические свойства рабочего тела описывались уравнением состояния *IAPWS-95* согласно которым в зоне фазового перехода пар считается в равновесном состоянии;

- при расчетах обмен данными между смежными венцами осуществлялся осредненными в окружном направлении газодинамическими параметрами в областях стыковки расчетных сеток. Расчетные сетки смежных венцов стыковались приблизительно посередине осевых межвенцовых и межступенчатых зазоров;

- осредненные параметры для интегральных характеристик определялись на границах расчетных сеток – вход в венец НА (направляющий аппарат), в осевом зазоре между НА и РК (рабочее колесо), на выходе из РК.

При разработке проточной части сохранялись высоты лопаток РК в соответствии с табл. 2–3, а число лопаток НА и РК определялось из условия максимума КПД и удовлетворения требованиям вибрационной прочности. Осевые размеры из условий максимально возможных габаритов проточных частей для ЦВД не должны превышать 3000 мм (от входной кромки НА первой ступени до выходной кромки РК последней ступени), а для ЦСД – 1650 мм.

### **Результаты и анализ расчета течения пара в ЦВД паровой турбины К-1250**

В результате проведенных исследований разработана трехмерная модель проточной части ЦВД паровой турбины К-1250, вид которой представлен на рис. 3а в табл. 5 – основные геометрические характеристики. Лопатки направляющих аппаратов первых четырех ступеней и рабочие лопатки первых двух ступеней имеют постоянные сечения, остальные лопатки выполнены с переменными по высоте сечениями профилей (рис. 4). Все лопатки разработаны с помощью описанного выше метода профилирования. Для уменьшения отрывов потока периферийные обводы спроектированы плавными, а лопатки НА начиная с 5-й ступени выполнены с увеличивающейся по высоте хордой (см. рис. 3а и рис. 4).

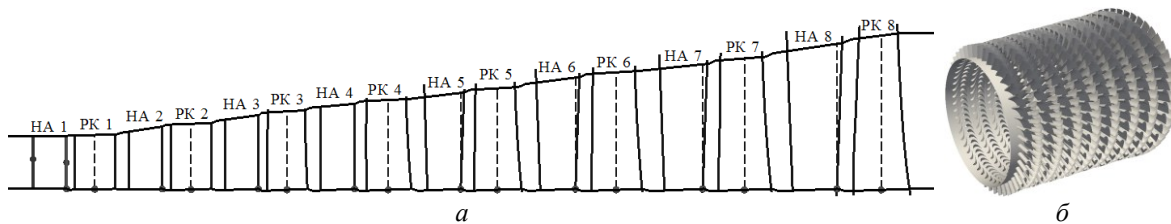


Рис. 3 – Вид проточної частини циліндра високого тиску турбіни К-1250:  
а – меридіональна проекція; б – візуалізація трьохмерної моделі

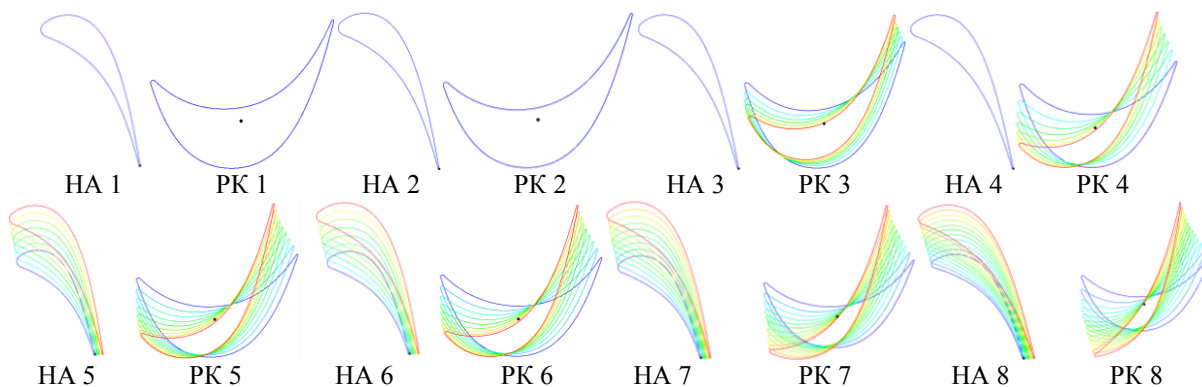


Рис. 4 – Профіли лопаток проточної частини ЦВД парової турбіни К-1250

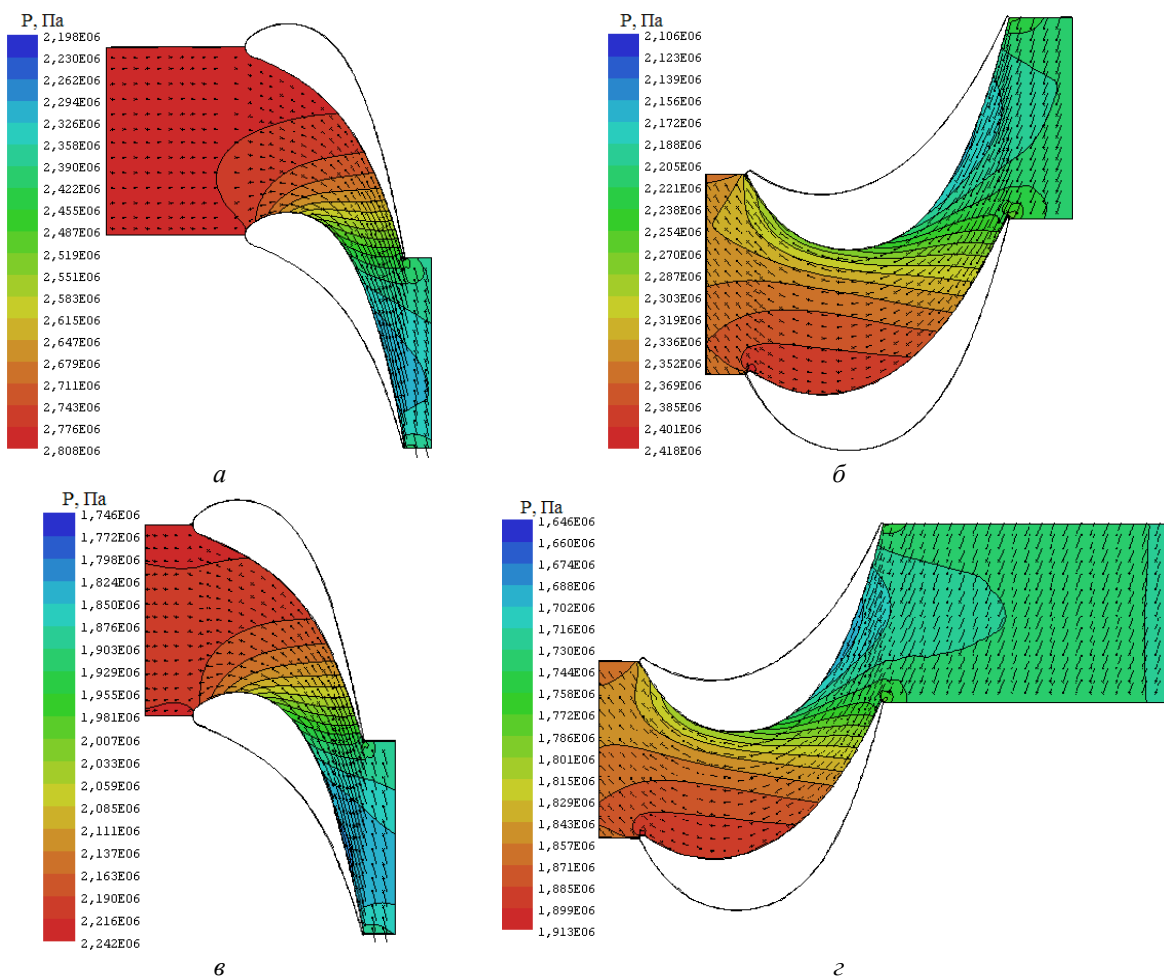


Рис. 5 – Картина обтекання НА і РК в середніх сеченнях ступеней 5, 6 ЦВД турбіни К-1250:  
а – НА 5-я ступень; б – РК 5-я ступень; в – НА 6-я ступень; г – РК 6-я ступень

Таблица 5.

Основные геометрические характеристики ступеней проточной части ЦВД

№ ст.	$D_{\text{ср.НА}}$ , мм	$l_{\text{НА}}$ , мм	$D_{\text{ср.РК}}$ , мм	$l_{\text{РК}}$ , мм	$Z_{\text{НА}}$ , шт	$Z_{\text{РК}}$ , шт	$\alpha_1$ , градус	$\beta_2$ , градус	$\beta_1$ , градус
1	1951,0	167,0	1951,9	172,8	48	64	12,43	20,07	60,93
2	1963,3	183,6	1987,4	211,8	48	64	12,95	19,88	57,92
3	1999,9	223,2	2020,8	248,4	48	64	13,43	19,68	54,64
4	2039,3	265,5	2057,2	284,3	48	64	14,19	21,18	49,47
5	2070,2	295,8	2093,5	320,5	48	64	13,66	19,74	50,2
6	2116,5	341,8	2143,3	371,5	48	64	14,23	20,2	45,4
7	2159,9	386,2	2185,6	414,1	46	62	15,14	19,97	38,38
8	2215,5	442,4	2255,1	483,6	44	56	17,42	20,44	11,83

В качестве примера на рис. 5 представлена картина визуализации обтекания ступеней № 5 и № 6 ЦВД. В средних сечениях наблюдается благоприятная картина течения. Благодаря использованию гладких профилей графики распределения статического давления на поверхностях лопаток монотонные (рис. 6).

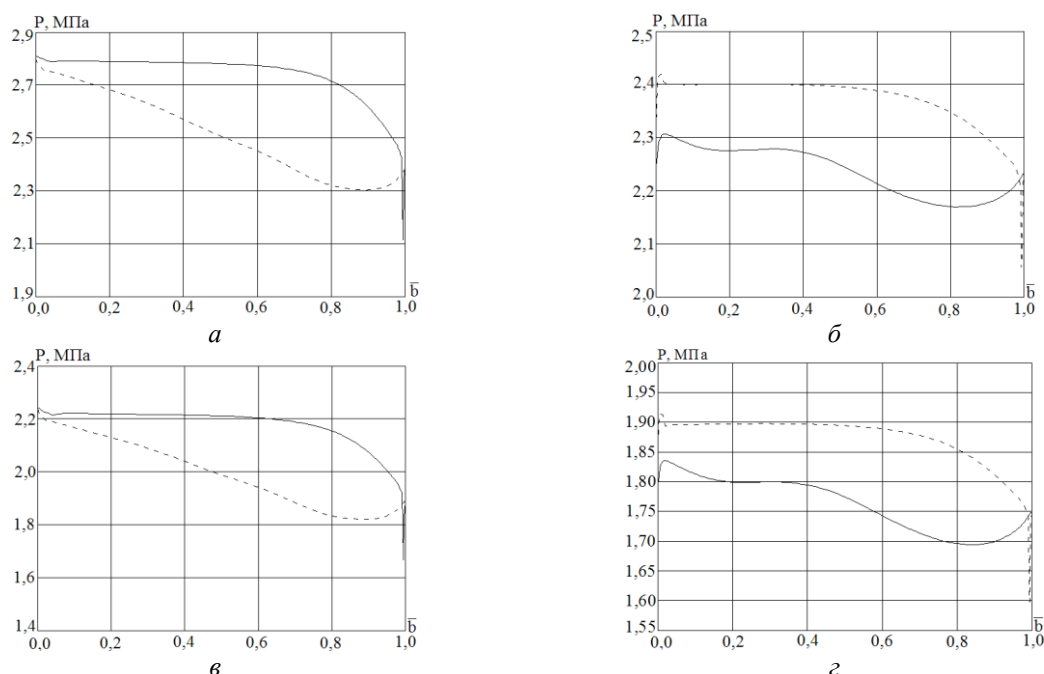


Рис. 6 – Распределение давления вдоль поверхности профиля НА и РК ступеней ЦВД паровой турбины К-1250: а – НА 5-я ступень; б – РК 5-я ступень; в – НА 6-я ступень; г – РК 6-я ступень

В остальных ступенях также наблюдается благоприятная картина течения, за счет чего обеспечивается высокий уровень газодинамической эффективности ЦВД в целом (табл. 6).

Таблица 6.

КПД ступеней ЦВД паровой турбины К-1250

Параметр	Номер ступени							
	1	2	3	4	5	6	7	8
КПД без учета отборов пара, %	95,82	96,35	96,49	96,91	96,61	96,93	96,86	97,08

Из представленных в табл. 6 результатов видно, что все ступени конструкции ЦВД имеют высокое значение КПД. Коэффициент полезного действия разработанной

проточной части ЦВД без учетов отборов пара составил 96,6 %, а с учетом отборов – 96,0 %.

### Результаты и анализ расчета течения пара в ЦСД паровой турбины К-1250

Подобно ЦВД разработана трехмерная модель ЦСД, вид которой представлен на рис. 7а в табл. 7 приведены ее основные геометрические характеристики. Лопатки направляющих аппаратов и рабочих колес выполнены с переменными по высоте профилями (рис. 8). Для уменьшения отрывов потока периферийные обводы спроектированы плавными, а лопатки НА выполнены с увеличивающейся по высоте хордой (см. рис. 7а и рис. 8).

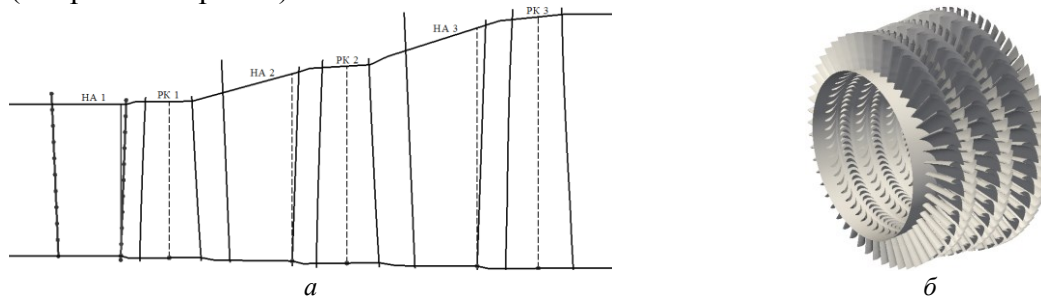


Рис. 7 – Вид проточной части цилиндра среднего давления турбины К-1250:  
а – меридиональная проекция; б – визуализация трёхмерной модели

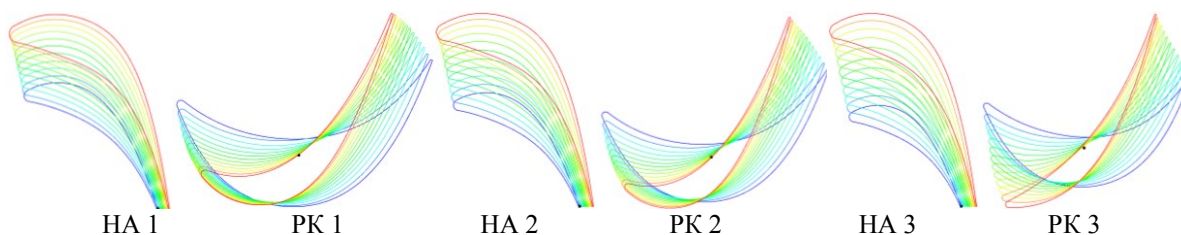


Рис. 8 – Профили лопаток проточной части ЦСД паровой турбины К-1250

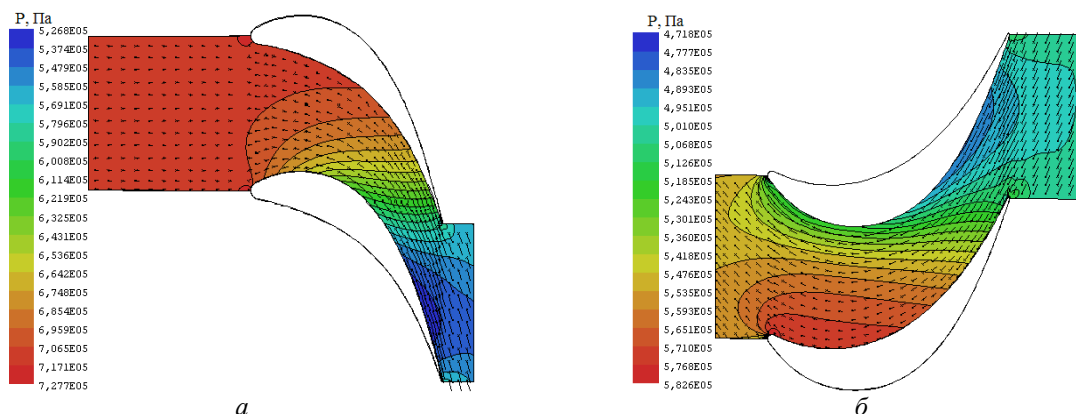


Рис. 9 – Картина обтекания НА и РК в средних сечениях 2-ой ступени ЦСД турбины К-1250:  
а – НА 2-я ступень; б – РК 2-я ступень

Таблица 7.

Основные геометрические характеристики ступеней проточной части ЦСД

№ ст.	$D_{\text{ср НА}}$ , мм	$l_{\text{НА}}$ , мм	$D_{\text{ср РК}}$ , мм	$l_{\text{РК}}$ , мм	$Z_{\text{НА}}$ , шт	$Z_{\text{РК}}$ , шт	$\alpha_1$ , градус	$\beta_2$ , градус	$\beta_1$ , градус
1	2576,0	436,0	2577,1	450,1	50	78	17,7	24,04	52,52
2	2596,5	482,4	2659,7	564,0	50	78	17,27	22,66	46,89
3	2701,9	619,4	2783,2	717,5	50	78	18,0	23,22	36,12

На рис. 9 представлена визуализация течения, а на рис. 10 распределение статического давления на поверхностях лопаток 2-ой ступени. По представленным результатам можно сделать выводы о благоприятной картине течения в ЦСД.

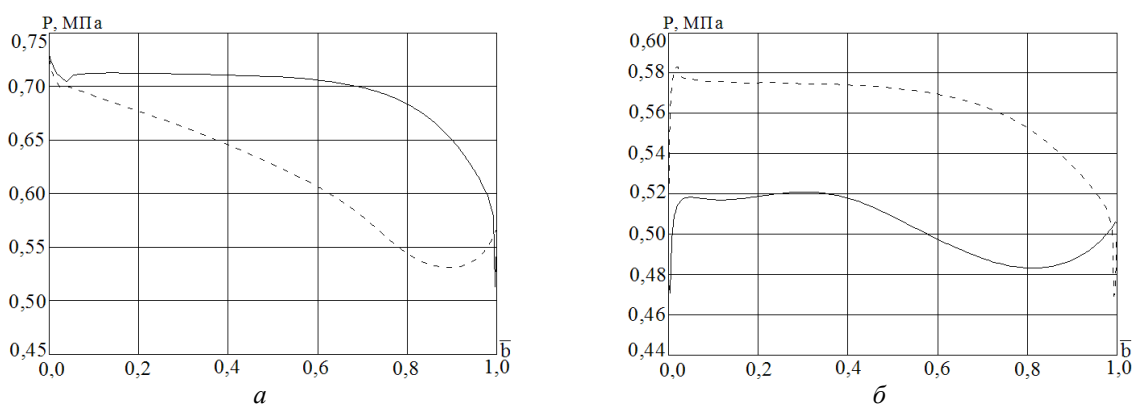


Рис. 10 – Распределение давления вдоль поверхности профиля НА и РК 2-ой ступени ЦСД паровой турбины К-1250:  
 а – НА 2-я ступень; б – РК 2-я ступень

Разработанная проточная часть ЦСД имеет высокий уровень газодинамической эффективности (табл. 8).

Суммарный коэффициент полезного действия разработанной проточной части ЦСД без учета отборов пара составил 96,4 %, а с учетом отборов – 94,3 %.

Таблица 8.

КПД ступеней ЦСД паровой турбины К-1250

Параметр	Номер ступени		
	1	2	3
КПД без учета отборов пара, %	96,37	96,2	96,72

### Выводы

На основе использования современных методов расчета трехмерных вязких течений, параметризации, аналитического профилирования лопаток и меридиональных обводов разработана проточная часть ЦСД новой паровой турбины К-1250. Предложенная проточная часть имеет высокий уровень газодинамического совершенства и обеспечивает КПД ЦВД и ЦСД без учета отборов пара 96,6 и 96,4 % соответственно. С учетом отборов пара КПД ЦВД составляет 96,0 %, а ЦСД – 94,3 %.

**Список литературы:** 1. Турбоатом. Материал из Википедии — свободной энциклопедии [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D2%F3%F0%E1%EE%E0%F2%EE%EC>. – Загл. с экрана. – 01.12.2014. 2. ANSYS, Inc. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.ansys.com/>. – Загл. с экрана. – 02.12.2014. 3. А. с. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовісцевих турбомашинах «FlowER» [Текст] / С. В. Єршов, А. В. Русанов. – Державне агентство України з авторських та суміжних прав, ПА № 77; 19.02.96. – 1 с. 4. Русанов, А. В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст] / А. В. Русанов, С. В. Ершов. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 5. IAPWS, Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use. – Available from: <http://www.iapws.org>. 6. Русанов, А. В. Моделирование 3D течений в проточной части ЦВД паровой турбины с использованием системы уравнений термодинамических свойств воды и водяного пара IAPWS-95 [Текст] / А. В. Русанов, П. Лампарт, Н. В. Пашенко // Авиационно-космическая техника и технология. – 2012. – № 7(94). – С. 107–113. – ISSN 1727-7337.

7. Lampart, P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland. – 2002. – No. 122. – P. 63–70. 8. Хомылев, С. А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода [Текст] / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2008. – № 6. – С. 23–31. 9. Русанов, А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А. В. Русанов, Н. В. Пащенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/7(38). – С. 32–37. – ISSN 1729-3774. 10. Бойко, А. В. Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Харьков: Вища школа, 1989. – 217 с. 11. Разработка проточной части ЦСД паровой турбины Т-125/150-12,8 на основе использования современных компьютерных технологий [Текст] / А. В. Русанов, А. Л. Шубенко, А. Ю. Култышев, В. Н. Билан, М. Ю. Степанов, А. В. Сенцкий, Н. В. Пащенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 16–29. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

**Bibliography (transliterated):** 1. "Turboatom." *Material iz Vikipedii — svobodnoj jenciklopedii*. Wikimedia Foundation, Inc. Web. 01 December 2014 <<https://ru.wikipedia.org/wiki/%D2%F3%F0%E1%EE%E0%F2%EE%EC>>. 2. "ANSYS." *ANSYS, Inc.* Web. 02 December 2014 <<http://www.ansys.com/>>. 3. Ershov, S. V., and A. V. Rusanov. "Kompleks program rozrahunku trivimirnih techij gazu v bagatovincevih turbomashinah "FlowER"." [Patent] *A.s. Derzhavne agentstvo Ukraini z avtors'kih ta sumizhnih prav*. PA No 77. 19 February 96. Print. 4. Rusanov, A. V., and S. V. Ershov. *Matematicheskoe modelirovanie nestacionarnyh gazodinamicheskikh processov v protochnyh chastjah turbomashin*. Kharkov: IPMash NAN Ukrainy, 2008. Print. 5. Harvey, A., A. Anderko, M. Rziha and others. "The International Association for the Properties of Water and Steam". *IAPWS, Inc.* IAPWS. Web. 20 December 2014 <<http://www.iapws.org/>>. 6. Rusanov, A. V., P. Lampart and N. V. Pashhenko. "Modelirovanie 3D techenij v protochnoj chasti CND parovoj turbiny s ispol'zovaniem sistemy uravnenij termodinamicheskikh svojstv vody i vodjanogo para IAPWS-95." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. No 7(94). 2012. 107–113. ISSN 1727-7337. Print. 7. Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. "Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases." *International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Lodzka, Lodz, Poland*. No 122. 2002. 63–70. Print. 8. Homylev, S. A., S. B. Reznik and S. V. Ershov. "Chislennoe issledovanie obtekanija turbinnih reshetok profilej: chast' 1 – verifikacija raschetnogo metoda." *Jenergeticheskie i teplotehneskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "KhPI" : sb. nauch. trudov*. No 6. Kharkiv: NTU "KhPI", 2008. 23–31. Print. 9. Rusanov, A. V., N. V. Pashhenko and A. I. Kos'janova. "Metod analiticheskogo profilirovanija lopatochnyh vencov protochnyh chastej osevyh turbin." *Vostochno-Evropejskij zhurnal peredovyh tehnologij* 2/7(38) (2009): 32–37. ISSN 1729-3774. Print. 10. Boiko, A. V., and Yu. N. Govorushhenko. *Osnovy teorii optimal'nogo proektirovanija protochnoj chasti osevyh turbomashin*. Kharkov: Vishha shkola, 1989. Print. 11. Rusanov, A. V., et al. "Razrabotka protochnoj chasti CSD parovoj turbiny T-125/150-12,8 na osnove ispol'zovaniya sovremennyh komp'juternyh tehnologij." *Visnik NTU "KhPI". Serija: Energetichni ta teplotehnichni procesi j ustatkuvannja*. No 11(1054). Kharkov: NTU "KhPI", 2014. 16–29. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 06.01.2015



УДК 621.165

**А. В. БОЙКО**, д-р техн. наук, проф.; зав. каф. НТУ «ХПИ»;  
**А. П. УСАТЫЙ**, д-р техн. наук, с.н.с.; с.н.с. НТУ «ХПИ»;  
**В. С. БАРАННИК**, аспірант НТУ «ХПИ»

## ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ УГЛОВ ВХОДА И УГЛОВ УСТАНОВКИ В ЗАДАЧАХ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ОСЕВЫХ ТУРБИН

Выполнено исследование влияния геометрического угла входа рабочих решеток и угла натекания потока на эффективность активных решеток. Обоснована необходимость включения геометрического угла входа в число оптимизируемых параметров при оптимальном проектировании проточной части осевых турбин. Приведены графики зависимости коэффициента скорости от угла натекания потока при различных геометрических углах входа.

**Ключевые слова:** оптимизационная задача, активная корневая рабочая решетка, геометрический угол входа рабочих решеток, угол установки, угол атаки, конфузурность канала.

### Введение

Традиционно, при проектировании проточных частей (ПЧ) осевых турбин и выборе геометрических углов входа рабочих решеток  $\beta_{1r}$  придерживаются подхода, основанном на минимизации угла атаки ( $i = \beta_{1r} - \beta_1$ ), а следовательно и минимизации дополнительных потерь энергии в решётке от удара натекающего потока. Реализация такой постановки обеспечивает в идеальном случае безударное натекание потока рабочего тела на рабочие лопатки.

Вместе с тем, по разным причинам обеспечить безударное натекание потока по всей длине рабочих лопаток, особенно в ступенях ЦНД, не представляется возможным. В большей степени это касается прикорневых участков рабочих лопаток, где, как правило, наблюдается удар в «животик» с относительно малыми значениями углов натекания рабочего тела  $\beta_1$  ( $25^\circ$ – $37^\circ$ ). Таким образом, стремясь уменьшить отрицательный эффект от удара, проектировщики вынуждены применять активные профили с соответствующими углами установки, что приводит, на сколько это возможно, к уменьшению угла атаки, а следовательно и к уменьшению дополнительных потерь энергии от удара. Решив данную проблему подобным образом, считается, что рабочая решетка (лопатка) спроектирована наилучшим (оптимальным) образом, как с точки зрения минимизации уровня дополнительных потерь энергии от удара натекающего потока, так и с точки зрения ее максимальной эффективности.

### Постановка задачи

Вместе с тем, наши многочисленные исследования в области оптимального проектирования ПЧ осевых турбин [1] позволили выявить некоторые интересные особенности, связанные с выбором оптимальных значений  $\beta_{1r}$  рабочих решеток для различных углов натекания  $\beta_1$ , особенно в прикорневой области лопаток.

Безусловно, включение параметра  $\beta_{1r}$  в список оптимизируемых, в первую очередь, требует наличия достоверной методики оценки потерь энергии в турбинных решетках, в том числе и дополнительных потерь от удара. Следует отметить, что при решении многочисленных оптимизационных задач проектирования ПЧ осевых турбин нами используется модифицированная методика оценки эффективности турбинных решеток [2], структура которой основана на зависимостях методики Крейга и Кокса [3].

© А.В. Бойко, А.П. Усатый, В.С. Баранник, 2015

Данная методика учитывает влияние на эффективность турбинных решёток, помимо  $\beta_1$  и  $\beta_{1r}$ , ряда важных параметров:

$\beta_2$  – эффективного угла выхода;  $e_2$  – толщины выходной кромки;  $t_2$  – шага решётки;  $w_1$  – скорости потока на входе в решётку;  $w_2$  – скорости потока на выходе из решётки;  $R$  – коэффициента вязкости рабочего тела;  $l_2$  – высоты рабочей лопатки;  $M_{w_2}$  – числа Маха по скорости  $w_2$ ;  $b_2$  – хорды профиля;  $k$  – класса чистоты поверхности лопатки;  $\alpha_{1s}$  – эффективного угла выхода из предыдущей решётки;  $c_1$  – скорости выхода потока из предыдущей решётки;  $\varphi^2$  – квадрата коэффициента скорости предыдущей решетки по профильной потере;  $t_1$  – шага предыдущей решётки;  $u_2$  – окружной скорости;  $d_a$  – межвенцового зазора и  $T_u$  – степени турбулентности натекающего потока.

Структура зависимостей методик [2, 3] через ряд перечисленных выше независимых параметров также включает в себя и оценку положительного влияния степени конфузурности канала решетки на ее эффективность. Потеря энергии от степени конфузурности канала в отмеченных методиках является функцией отношения  $\sin \beta_2 / \sin \beta_1$  и отношения  $t_2 / b_s$ , где  $b_s$  – длина скелетной линии профиля, которая в свою очередь является функцией угла поворота потока в канале решётки  $\varepsilon = 180^\circ - \beta_{1r} - \beta_2$  и хорды решётки  $b_2$ . Как показали тестовые расчеты, уровень потерь от степени конфузурности канала существенным образом влияет на окончательный результат по оценке эффективности турбинной решетки.

В свою очередь параметры, влияющие на степень конфузурности канала ( $\beta_{1r}$ ,  $\beta_1$  и  $\beta_2$ ), влияют также и на дополнительные потери от угла атаки.

С учетом приведенных выше соотношений становится очевидным, что для турбинных решеток, составленных из активных профилей, должен существовать некий компромисс между величиной потерь от степени конфузурности и дополнительными потерями от появления угла атаки натекающего потока. Это позволило нам сделать допущение, о том, что традиционный подход проектирования (выбора  $\beta_{1r}$  и  $\beta_{уст}$ ) рабочих лопаток (решеток), основанный на идее минимизации угла удара (атаки), не всегда ведет к получению оптимальных (с точки зрения максимальной эффективности) турбинных решёток.

### Результаты исследований

Для проверки данного предположения был решён ряд задач по определению оптимальных значений  $\beta_{1r}$  для различных вариантов ПЧ ЦНД одной из мощных паровых турбин. Данные задачи решались вдоль средних линий струек тока, а в качестве критерия качества здесь был выбран квадрат коэффициента скорости рабочей решетки. Таким образом, задача оптимизации  $\beta_{1r}$  была сформулирована следующим образом

$$\psi^2 = \max(\psi^2 = f(\beta_{1r})).$$

Оптимизация  $\beta_{1r}$  на средней линии каждой струйки тока (вдоль высоты рабочих лопаток) позволило дополнительно получить прирост мощности одного из вариантов исследуемого ЦНД на величину 0,92 МВт, что составляет 0,7 % от всей мощности цилиндра.

В таблице 1 приведено сравнение углов атаки  $i$ , отличия геометрических углов входа профиля  $\beta_{1r}$  и значений  $\psi^2$  в прикорневом сечении последней ступени одного из вариантов ПЧ ЦНД мощной паровой турбины.

Таблица 1.

Сравнение параметров прикорневого сечения последней ступени с исходным и оптимальными значениями  $\beta_{1r}$  исследуемого ЦНД

Вариант $\beta_{1r}$	$i$	$\beta_{1r}$	$\psi^2$	$\Delta\psi^2$
	град.	град.	–	% (абс.)
Исходный	6,55	41,24	0,91909	0,743
Оптимальный	12,58	47,16	0,92652	

Как видно из таблицы, у варианта ПЧ, с оптимальными значениями  $\beta_{1r}$  в прикорневой области лопаток наблюдается увеличение углов атаки  $i$ . При этом эффективность решеток в данной области существенно выше, чем у варианта ПЧ с исходными  $\beta_{1r}$ , где  $i$  и  $\beta_{1r}$  имеют меньшие значения.

Анализ расчётов показывает, что одной из возможных причин получения такого результата является повышение степени конфузорности каналов решеток у варианта ПЧ с оптимальными значениями  $\beta_{1r}$ . Как видно из результатов расчетов, повышение конфузорности канала настолько благоприятно сказалось на течении рабочего тела в каналах рабочей решетки, что даже увеличение угла атаки почти в два раза (табл. 1) привело не к «ожидаемому» снижению её эффективности, а напротив – к увеличению её КПД на 0,743 %.

Не смотря на то, что используемая в данных оптимизационных расчётах модифицированная методика оценки эффективности турбинных решёток [2] (методика ХПИ) прошла многократную проверку и верификацию с помощью сравнений с данными экспериментальных исследований плоских турбинных решёток [4], одиночных турбинных ступеней [5] и двухступенчатых отсеков воздушной экспериментальной турбины [2], а также с данными натурных испытаний турбинных блоков Кураховской ТЭС, полученные результаты оптимизации  $\beta_{1r}$  оказались несколько неожиданными, что потребовало более тщательной их проверки, анализа и подтверждения.

Для этой цели были проведены дополнительные численные исследования с использованием вычислительной гидродинамики (*ANSYS CFX*). В качестве объекта исследований была выбрана прикорневая рабочая решетка одной из ступеней исследуемого ЦНД мощной паровой турбины.

В процессе этих исследований проведены расчёты по оценке совместного влияния на эффективность турбинных решёток активного типа угла натекания  $\beta_1$  и геометрического угла  $\beta_{1r}$ .

Следует отметить, что для каждого нового значения угла  $\beta_{1r}$  профилировался новый профиль (программа *TopGrid*, автор к.т.н. Говорущенко Ю.Н.). При профилировании новых профилей обеспечивалось постоянство эффективного угла выхода решётки  $\beta_2$ , и соответствующее изменение угла установки профиля  $\beta_{уст}$ .

Угол установки изменялся на ту же величину  $\Delta\beta$ , что и геометрический угол  $\beta_{1r}$ , т.е.  $\beta_{1r}^j = \beta_{1r}^{j-1} + \Delta\beta$  и, соответственно,  $\beta_y^j = \beta_y^{j-1} + \Delta\beta$ .

В данных численных исследованиях угол  $\Delta\beta$  принимался равным  $2^\circ$ . Угол  $\beta_1$  изменялся в пределах  $31,55^\circ$ – $41,55^\circ$ , а  $\beta_{1r}$  – в пределах  $37,55^\circ$ – $48,55^\circ$ , соответственно.

Все расчеты проводились в двухмерной постановке. При этом, размер расчётной сетки и её параметры были выбраны таким образом, при котором эффект удара на рабочую решётку моделировался с достаточной точностью ( $y^+ < 1$ ).

Результаты дополнительных численных исследований влияния соотношения  $\beta_1$  и  $\beta_{1r}$  для прикорневого профиля одной из ступеней ЦНД приведены на рис. 1.

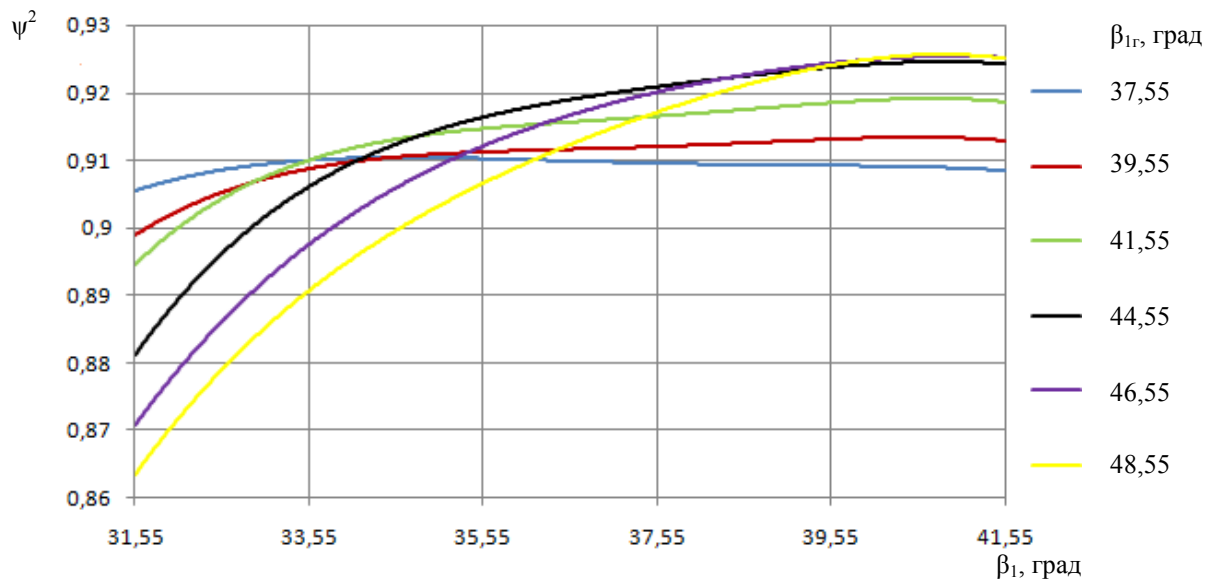


Рис. 1 – Зависимость коэффициента скорости от угла натекания потока при различных геометрических углах входа рабочей решётки

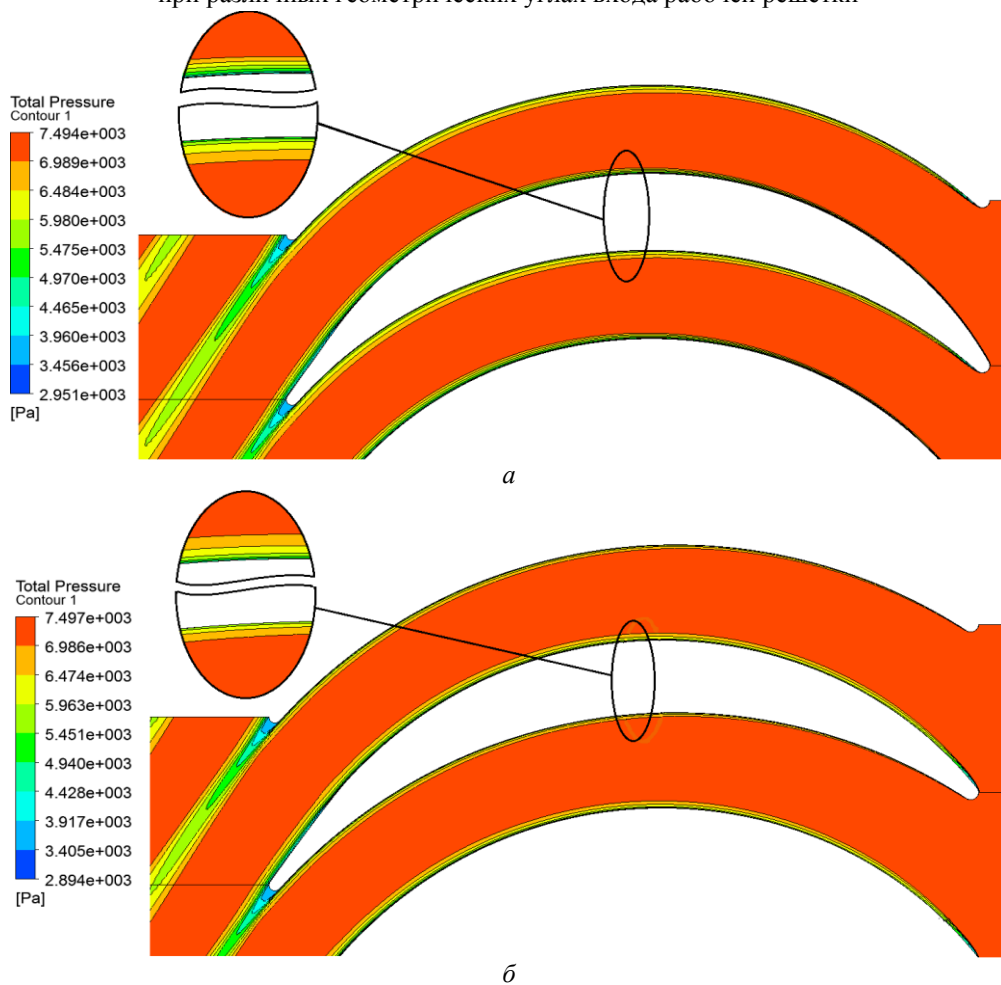


Рис. 2 – Распределение полного давления в межлопаточном канале: а – при угле атаки  $i = 0^\circ$ ; б – при угле атаки  $i = 7^\circ$

Из рис. 1 видно, что наибольшее значение коэффициента скорости не всегда достигается при безударном натекании потока на рабочую решетку. Так, например, при безударном натекании ( $i = 0^\circ$ ) на решётку профилей с геометрическим углом входа равным  $\beta_{1r} = 37,55^\circ$  её эффективность будет равна  $\psi^2 = 0,909$ . В то же время для такого же угла натекающего потока ( $\beta_1 = 37,55^\circ$ ) существуют более эффективные решётки, например, решётка составленная из профилей, у которых  $\beta_{1r} = 41,55^\circ$ , но с углом атаки  $i = 4^\circ$ . В этом случае, не смотря на то, что угол атаки не равен нулю, эффективность такой решетки существенно выше и равна  $\psi^2 = 0,916$ . Также из рисунка 1 видно, что существует некое оптимальное значение угла атаки ( $i \approx 7^\circ$ ) при соответствующей степени конфузорности, обеспечивающее максимальный уровень эффективности профиля  $\psi^2 = 0,921$ . Дальнейшее увеличение, угла атаки, сопровождающееся увеличением степени конфузорности (к примеру,  $i = 9^\circ \beta_1 = 46,55^\circ$  и  $i = 11^\circ \beta_1 = 48,55^\circ$ ), приводит к повышению потерь в турбинной решетке.

Выше было высказано предположение, что повышение эффективности ПЧ паровой турбины (табл. 1) могло быть достигнуто из-за повышения конфузорности канала. Действительно, анализ спрофилированных для исследования каналов решетки показал, что совместное увеличение геометрического угла  $\beta_{1r}$  и угла установки  $\beta_{уст}$  приводит к повышению степени конфузорности. Например, для исходного варианта степень конфузорности равна 1,018, а для решетки с увеличенными на  $11^\circ$  геометрическим углом и углом установки она равна 1,302. Данный факт подтверждает благоприятное влияние повышения степени конфузорности на характер течения в межлопаточном канале. Однако, существует значение, при котором дальнейшее повышение угла атаки не может компенсироваться повышением степени конфузорности.

Таким образом, результаты дополнительных исследований еще раз подтверждают тот факт, что определение оптимальных значений геометрических углов входа рабочих решеток с учетом их конфузорности является весьма существенным резервом повышения эффективности ПЧ осевых турбин.

Для понимания физической сути явлений в каналах турбинных решеток, связанных с изменением  $\beta_{1r}$  и углов атаки, на рис. 2 приведено распределение полного давления в межлопаточном канале для варианта решётки с безударным натеканием потока и для решётки с углом атаки  $i = 7^\circ$  и соответственно с увеличенной степенью конфузорности. В безударном варианте решётки  $\beta_{1r} = 37,55^\circ$ , а с углом атаки  $i = 7^\circ$  геометрический угол входа  $\beta_{1r} = 44,55^\circ$ .

Из рисунка 2 видно, что при безударном натекании потока на рабочую решетку имеет место интенсивное нарастание пограничного слоя на «животике» профиля, при этом на «спинке» толщина пограничного слоя меньше. В варианте решетки с увеличенным  $\beta_{1r}$  и наличием угла атаки наблюдается обратная картина. Вместе с тем, при увеличении масштаба картины течения из рис. 2 отчетливо видно, что суммарная толщина пограничного слоя на стороне давления и разрежения у варианта решётки с  $\beta_{1r} = 44,55^\circ$  и увеличенной степенью конфузорности существенно ниже по сравнению с решёткой профилей с  $\beta_{1r} = 37,55^\circ$  и безударным натеканием, что является основной причиной более высокой эффективности решетки с большей степенью конфузорности.

Несмотря на то, что дальнейшее увеличение геометрического угла входа и соответственно угла установки ведет к увеличению степени конфузорности, все же уровень потерь от удара с некоторого момента начинает превышать положительный

эффект от повышения степени конфузорности и как видно из рис. 1 это ведет к снижению эффективности решетки.

Согласно результатам расчетов рассмотренных решеток потери энергии варианта решетки с безударным натеканием и степенью конфузорности 1,018 равны 9,02 %, в то время как у варианта с углом атаки  $i = 7^\circ$ ,  $\beta_{1r} = 44,55^\circ$  и степенью конфузорности 1,21, данный показатель равен 7,94 %.

Стоит также отметить, что приведенные выше результаты исследований и оптимизации, а также выводы по ним, справедливы для определенного типа профилей турбинной решетки. Для выявления общих закономерностей влияния угла атаки на коэффициент скорости необходимо провести ряд дополнительных численных исследований с использованием различных профилей активных решеток.

Вместе с тем, полученные результаты подчеркивают важность и необходимость поиска оптимальных значений геометрического угла входа рабочих решеток  $\beta_{1r}$  с учетом их конфузорности и угла удара натекающего потока.

### **Выводы:**

1) Для решеток профилей, работающих в зоне малых степеней реактивности, показана возможность повышения их эффективности путем нахождения оптимального значения сочетания степени конфузорности (что связано с изменением геометрического входного угла  $\beta_{1r}$ ) и отличного от нуля угла атаки потока.

2) Существенное увеличение интегральных показателей качества ПЧ при оптимальных значениях входных геометрических углов  $\beta_{1r}$  подтверждает необходимость включения этих углов в перечень оптимизируемых параметров при решении задач оптимального проектирования ПЧ осевых турбин.

3) Подтверждена высокая достоверность и точность оценки коэффициентов скорости турбинных решеток с использованием методики ХПИ.

**Список литературы:** 1. *Бойко, А. В.* Многокритериальная многопараметрическая оптимизация проточной части осевых турбин с учетом режимов эксплуатации [Текст] : моногр. / А. В. Бойко, А. П. Усатый, А. С. Руденко. – Харьков : Підручник НТУ «ХПИ», 2014. – 220 с. – ISBN 978-966-2426-94-6. 2. *Усатый, А. П.* Оптимизация ЦВД мощных паровых турбин [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 ; защищена 17.03.1988 ; утв. 14.09.1988 / Александр Павлович Усатый. – Харьков, 1988. – 187 с. 3. *Craig, H. R. M.* Performance estimation of axial flow turbines [Text] / H. R. M. Craig, H. J. A. Cox // Proc Instn. Mech. Engrs. – 1971. – Vol. 185, 32/71. – P. 407–424. 4. *Мельтюхов, В. А.* Оценка качества новых турбинных решеток профилей для режимов диффузорного и конфузорного течений [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / В. А. Мельтюхов. – Харьков, 1986. 5. *Говорущенко, Ю. Н.* Оптимизация газодинамических и геометрических характеристик осевой турбинной установки [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.12 / Юрий Николаевич Говорущенко. – Харьков : Политехнический институт им. В.И. Ленина, 1981. – 175 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Boiko, A. V., A. P. Usaty and A. S. Rudenko. *Mnogokriterial'naja mnogoparametriceskaja optimizacija protočnoj chasti osevyh turbin s uchetom rezhimov jekspluatacii*. Kharkov : NTU "KhPI", 2014. ISBN 978-966-2426-94-6. Print. 2. Usaty, A. P. *Optimizacija CVD moshhnyh parovyh turbin*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov, 1988. Print. 3. Craig, H. R. M., and H. J. A. Cox. "Performance estimation of axial flow turbines." *Proc Instn. Mech. Engrs.* 185.32(71) (1971): 407–424. Print. 4. Mel'tjuhov, V. A. *Ocenka kachestva novyh turbinnyh reshetok profilej dlja rezhimov diffuzornogo i konfuzornogo techenij*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov, 1986. Print. 5. Govorushchenko, Yu. N. *Optimizacija gazodinamicheskikh i geometricheskikh harakteristik osevoj turbinnoj ustanovki*. Dis. ... kand. tehn. nauk. Kharkov, 1981. Print.

*Поступила (received) 03.02.2015*

УДК 621.62.13 : 15

УДК 621.5

**Г. А. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук, проф. СумГУ, Сумы;

**В. Н. БАГА**, аспирант СумГУ, Сумы

## ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ЛАБИРИНТНОМ УПЛОТНЕНИИ

Представлены результаты численного и физического моделирования лабиринтного уплотнения. Численное исследование проводилось с использованием программного комплекса *Flow Vision*, а физическое – на специальном экспериментальном стенде. Выполнен ряд исследований влияния режимных и некоторых геометрических параметров на работу лабиринтного уплотнения: перепада уплотняемого давления, частоты вращения вала, радиального зазора, и др. Установлена зависимость условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от частоты вращения вала, величины отношения давления перед и за уплотнением. Показано влияние распределения давления по длине уплотнения на его условный коэффициент расхода  $\mu$ .

**Ключевые слова:** лабиринтное уплотнение, экспериментальный стенд, условный коэффициент расхода, структура потока.

### Введение

Существует ряд турбомашин, в которых используются лабиринтные уплотнения в качестве концевых (при невысоких давлениях и неопасных газах), а также внутренних уплотнений для устранения перетеканий внутри проточной части (компрессоры, детандеры, турбины). Уже около 100 лет как известна формула Стодола, которая до сих пор удовлетворяла требованиям при расчёте протечек в уплотнениях различных турбомашин. Почему возникла необходимость их дальнейшего исследования? Здесь необходимо выделить два важных аспекта. Сегодня при создании новых машин, идёт борьба за каждую десятую долю процента КПД. Практически уже достигнут предел такого совершенства несмотря на развитие теоретического аппарата. В то же время потери от внутренних протечек в турбомашинах достигают иногда многих процентов, особенно в турбомашинах высокого давления с малыми поперечными размерами проточной части (в ступенях малой расходности). Это является большим резервом повышения эффективности турбомашин.

Второй аспект заключается в том, что отсутствуют теоретические исследования сложного механизма течения в лабиринтных уплотнениях, а для расчётов используется формула Стодола – классическая формула для определения расхода через отверстие с острой кромкой, дополняемая экспериментальными коэффициентами, учитывающими тип уплотнения, размеры камер, форму гребней [1–8]

$$m = \mu f \sqrt{1 + \frac{p_2}{p_1}} \sqrt{\frac{p_1}{z}} \sqrt{(p_1 - p_2) \rho_1}, \quad (1)$$

где  $\mu$  – условный коэффициент расхода уплотнения,  $\mu = \mu_p k_1 k_2 k_n$ ,  $k_i$  – поправочные коэффициенты.

Однако коэффициенты  $k_i$  получены на имитационных установках, обычно плоских, без учёта формы кольцевого зазора, вращения вала, наличия закрутки потока на входе.

Такой эмпирический поход к расчёту протечки через лабиринтные уплотнения используется вплоть до настоящего времени. Системные исследования таких уплотнений не проводились. Не существует строгой методики моделирования характеристик уплотнений. Между тем появились мощные программные комплексы, позволяющие углублённо исследовать течения в каналах сложной формы. В связи с этим и была поставлена задача более детального экспериментального и теоретического исследования процессов, протекающих в лабиринтных уплотнениях. Ниже приведены основные результаты исследования «классического» лабиринтного уплотнения с гладким валом в условиях характерных для внутренних уплотнений проточной части турбомашин.

**Постановка задачи и методы исследований.** В качестве исходного исследуемого уплотнения принято лабиринтное уплотнение с гладким валом покрывного диска центробежного нагнетателя серийного газоперекачивающего агрегата типа ГПА-16 с натурными размерами ( $D = 240$  мм). Уплотнение состоит из пяти гребней высотой  $h = 5$  мм, установленных с шагом  $t = 4$  мм. Величины радиальных зазоров под гребнями принимались равными  $s = 0,225$  и  $0,35$  мм. Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для центробежных компрессоров  $p_1/p_2 = 1,06-1,21$ . Для удобства введена величина условного коэффициента расхода  $\mu_y = \mu_p k$  см. формулу (1), который учитывает все разнообразие влияющих факторов и может принимать значения  $1 < \mu_y^* < 1$ . Предпринята попытка по рассмотрению лабиринтного уплотнения не только по его входному и выходному сечениям, как это принято в классической литературе, а как суммы его последовательно расположенных щелей, а именно определение условного коэффициента расхода производилась как среднеарифметическое:

$$\bar{\mu} = \frac{1}{z} \sum \mu_i, \quad (2)$$

где  $\mu_i$  – условный локальный коэффициент расхода  $i$ -ой щели.

Такой приём позволит выявить расхождения коэффициента  $\bar{\mu}$  рассчитанного по формуле (2) с его интегральным значением (1). Экспериментальные исследования проводились на универсальном экспериментальном стенде, максимально приближенном к натурным условиям [9], а численные, – с использованием программного комплекса *Flow Vision*. Верификация численных результатов проводилась в [9].

Методика численного моделирования течения учитывала специфику микрогеометрии, вращение вала. При осесимметричной постановке, рассматривался сектор проточной части  $\gamma = 3^\circ$ . Расчётная сетка строилась таким образом, чтобы в радиальном зазоре  $s = 0,225$  мм поместить порядка 10 ячеек. Итоговая расчётная сетка состояла из 300–500 тыс. расчётных ячеек, в зависимости от размеров уплотнения. Выбрана стандартная  $k$ - $\varepsilon$  модель турбулентности, типичная для подобных задач. Для выбранной модели «полностью сжимаемая жидкость», шаг по времени сначала задавался равным одной десятой пролётного времени. Моделирование течения проводилось в стационарной постановке, воздух рассматривается как совершенный газ. Поверхности стенок проточной части принимались гидравлически гладкими. В качестве входных граничных условий принимались значения статического давления и температуры. В качестве критерия сходимости принималось отсутствие больших осцилляций в значениях входных и выходных параметров.



**Результаты исследования характеристик уплотнения.** Для определения величины протечки через лабиринтное уплотнение, его представляют как ряд последовательно установленных отверстий с острой кромкой, а в расчётную формулу вводят дополнительные коэффициенты, которые учитывают реальность условий течения. В работах [2, 7] описаны некоторые режимные и геометрические параметры, которые необходимо учитывать в виде поправки к условному коэффициенту расхода  $\mu$ , а именно: режимные – сужение потока, гидравлические потери в щели, сжимаемость газа, возможность частичного преобразования кинетической энергии в камерах в энергию давления; геометрические – конструкция лабиринта, величина радиального зазора, форма и толщина концов гребней, шаг  $t$ , высота камер  $h$ , диаметр вала  $D$ .

Являются ли выше приведённые факторы исчерпывающими? Чтобы получить ответ на этот вопрос, используя большие возможности современного численного и экспериментального исследования, на первом этапе был применён подход поэлементного исследования уплотнения, заключавшийся в том, что по измеренным значениям статического давления в камерах уплотнения, пренебрегая изменением температуры, рассчитывались значения местных коэффициентов расхода  $\mu_i$  для каждой щели, определялись средние значения и сравнивались с интегральными. Были проведены серии опытов для базового варианта уплотнения ( $D = 240$  мм) на различных режимах по величине уплотняемого давления, и по частоте вращения вала см. табл. 1.

Таблица 1.

Условные коэффициенты расхода  $\mu$  исследуемого уплотнения ( $D = 240$  мм,  $z = 5$ ,  $s = 0,225$  мм)

№ опыта	$p_1/p_2$	$n$ , об/мин	$s = 0,225$ мм		$s = 0,37$ мм	
			$\bar{\mu}$	$\mu$	$\bar{\mu}$	$\mu$
1	1,06	0	1,093	1,11	1,418	1,311
2		2910	1,087	1,09	1,369	1,271
3		4336	1,032	1,03	1,346	1,225
4		6693	0,924	0,92	1,277	1,053
5	1,12	0	1,083	1,05	1,449	1,338
6		2910	1,150	1,11	1,454	1,332
7		4336	1,133	1,103	1,398	1,264
8		6693	1,060	1,07	1,304	1,177
9	1,21	0	1,378	1,135	–	–
10		2910	1,197	1,1	–	–
11		4336	1,0895	1,06	–	–
12		6693	0,953	0,92	–	–

Из табл. 1 видно, что с увеличением частоты вращения наблюдается тенденция к снижению коэффициентов  $\bar{\mu}$  и  $\mu$ , что не учитывается в существующих расчётных методиках. При сравнении среднеарифметического коэффициента расхода уплотнения  $\bar{\mu}$  с его интегральным значением  $\mu$  оказалось, что имеют место расхождения, которые увеличиваются с увеличением частоты  $n$ , и величины радиального зазора  $s$ . Расхождение составляет в некоторых случаях более 10 %, что весьма существенно. Данные расхождения говорят о наличии влияния некоторых дополнительных факторов, до сих пор не учитываемых. Заметим, что по обычной расчётной методике для всех

испытанных вариантов следует принимать практически постоянное значение  $\mu$ , в то время как результаты опытов свидетельствуют о его изменении в пределах от 0,92 до 1,21 для  $s = 0,225$  мм и от 1,05 до 1,39 для  $s = 0,37$  мм, что эквивалентно разнице в величине протечки около 24 %.

Как оказалось, локальные коэффициенты расхода  $\mu_i$  по длине уплотнения распределяются крайне неравномерно рис. 1. Характерным является резкое увеличение  $\mu_i$  щели под вторым гребнем, особенно устойчивое при большом зазоре. Для щелей под остальными гребнями коэффициенты  $\mu_i$  сохраняют примерно одинаковые значения.

Заслуживает внимания эффект влияния частоты вращения вала на характеристики уплотнения. На рис. 2 приведены экспериментальные зависимости влияния частоты вращения вала на величину коэффициентов расхода под каждым гребнем базового уплотнения.

Эти результаты подтверждают наличие и характер влияния частоты вращения на величину коэффициента  $\mu$ , полученные ранее для интегрального значения  $\mu$  см. табл. 1. В общем, влияние вращения вала в исследованных пределах оцениваются величиной порядка (10–20) % уменьшения утечки что весьма существенно.

Неравномерный характер изменения коэффициентов  $\mu_i$  вдоль уплотнения отмеченный выше (см. рис. 1) потребовал более детального изучения этого явления. С этой целью было проведено исследование изменения коэффициентов  $\mu_i$  в уплотнениях с различным количеством гребней  $z$ .

Результаты численного исследования серии уплотнений, имеющих различное количество гребней  $z$ , для ( $D = 80$  мм,  $t = 4$  мм,  $h = 5$  мм) приведены на рис. 3.

С увеличением числа гребней наблюдается ожидаемая тенденция к снижению величины протечки через уплотнение, что находится в полном соответствии с известным положением, согласно которому  $m$  пропорционально  $1/\sqrt{z}$ . Но характер изменения коэффициента  $\mu$  для этого случая не столь однозначен: как следует из рис. 4 имеет место существенное возрастание  $\mu$  с ростом числа гребней до  $z = 4 \dots 5$ , после чего при  $n = 0$  об/мин наступает стабилизация, а при вращении вала характер зависимости  $\mu(z)$  несколько видоизменяется: уже при  $z > 5$  коэффициент  $\mu$  уменьшается.

Согласно принимаемым допущениям [1, 2] падение давления по длине уплотнения подразумевается ступенчатым и равномерным. Для проверки этого положения было проведено расчётное исследование уплотнения с  $z = 15$  гребнями, некоторые результаты которого показаны на рис. 5. Следует отметить, что падение давления крайне неравномерно по длине уплотнения. Отмечается существенное перераспределение перепадов между гребнями при вращении вала.

Графики см. рис. 5 в целом подтверждают данные таблиц 1 и 2: уменьшение  $\Delta p_i$  на гребне соответствует увеличению коэффициента  $\mu_i$  на этом же гребне и наоборот. Для сравнения на рис. 5б приведено экспериментально полученное распределение давления в уплотнении с  $z = 5$  и  $D = 240$  мм, из которого следуют аналогичные выводы. Несовпадение давлений перед входным сечением уплотнения ( $l = 0$ ) при  $n = 0$  и 6693 об/мин (рис. 5б) объясняется влиянием дополнительного сопротивления уплотнения, вызванного наличием вращения вала. Этого не видно на (рис. 5а), поскольку при расчёте граничные условия полагались неизменными.

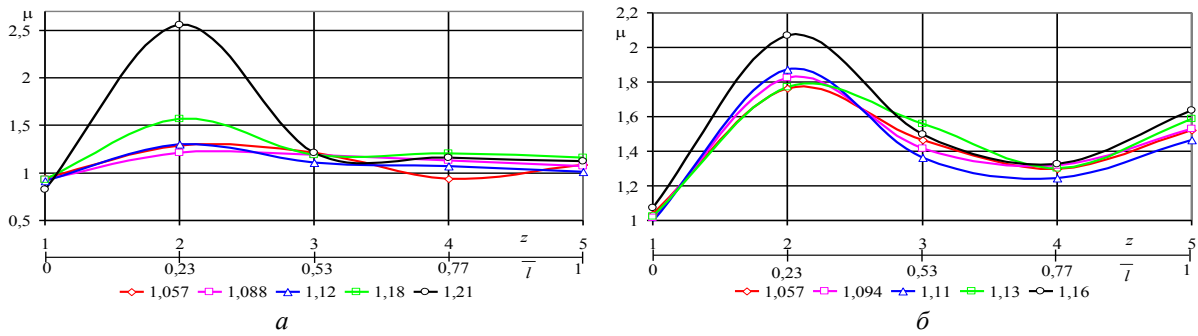


Рис. 1 – Распределение коэффициентов расхода  $\mu_i$  по длине уплотнения при  $n = 0$  об/мин ( $D = 240$  мм,  $z = 5$ ):  $a - s = 0,225$  мм;  $b - s = 0,37$  мм

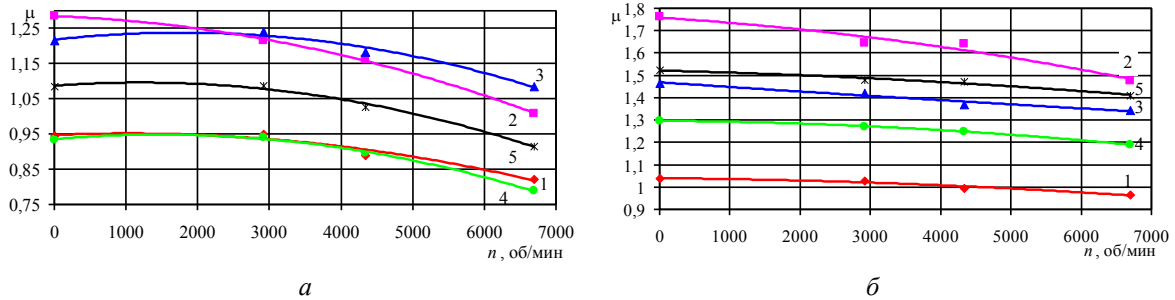


Рис. 2 – Влияние вращения вала на локальные коэффициенты расхода уплотнения  $\mu_i$  ( $D = 240$  мм,  $z = 5$ ,  $p_1/p_2 = 1,06$ ):  $a - s = 0,225$  мм;  $b - s = 0,37$  мм. Цифрами указаны номера гребней уплотнения

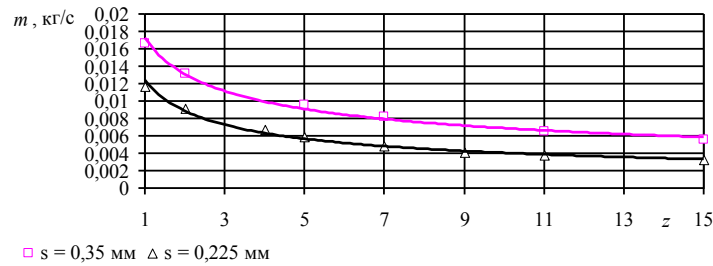


Рис. 3 – Влияние количества гребней на величину протечки через уплотнение ( $D = 80$  мм,  $n = 0$  об/мин,  $P_1/P_2 = 1,25$ ) при различных зазорах

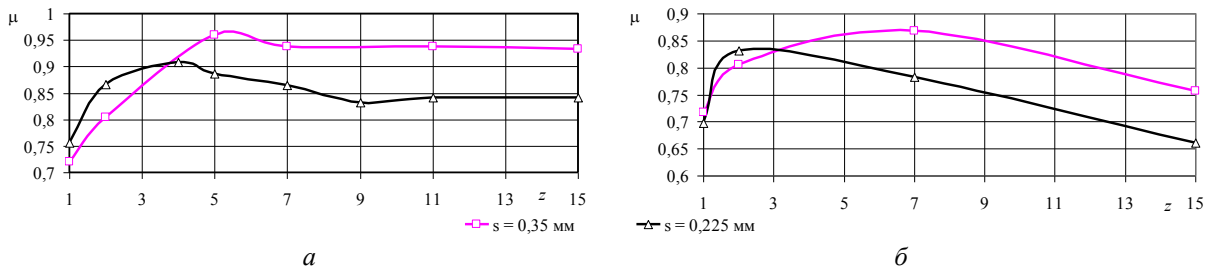


Рис. 4 – Влияние вращения вала на характеристики уплотнений с различным количеством гребней  $z$  ( $D = 80$  мм,  $t = 4$  мм,  $h = 5$  мм,  $p_1/p_2 = 1,25$ ):  $a - n = 0$  об/мин;  $b - n = 6700$  об/мин

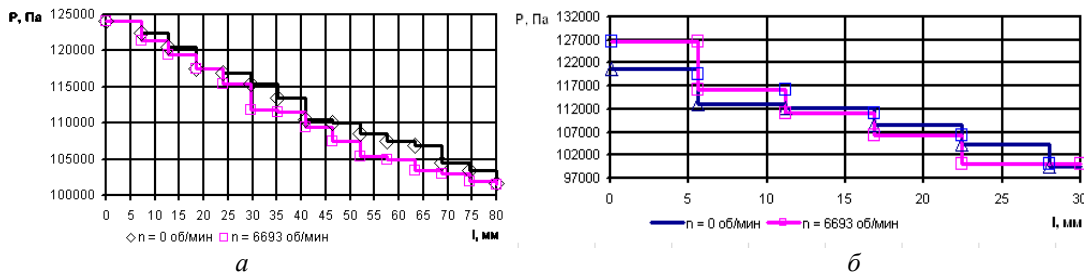


Рис. 5 – Распределение давления вдоль уплотнения:  $a -$  расчёт ( $D = 80$  мм,  $s = 0,225$  мм,  $z = 15$ ,  $p_1/p_2 = 1,25$ );  $b -$  эксперимент ( $D = 240$  мм,  $s = 0,225$  мм,  $z = 5$ ,  $p_1/p_2 = 1,21$ )

Рис. 5 являється додатковою ілюстрацією впливу частоти обертання вала на робочий процес в ущільненні. Прийнятий постулат про рівномірне розподілення перепадів тиску між гребнями не підтверджується і досвідом, і розрахунками.

В табл. 2 наведено обчислені значення локальних коефіцієнтів витрати  $\mu_i$  під кожним гребнем досліджуваних ущільнень.

Таблиця 2.

Локальні коефіцієнти витрати  $\mu_i$  ущільнень ( $D = 80$  мм,  $s = 0,225$  мм,  $p_1/p_2 = 1,25$ )

$n$ , об/мин	№ гребня ущільнення														
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
0	0,76	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
15000	0,62	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
0	0,73	0,78	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,84	1,50	0,92	0,86	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,80	0,96	0,89	0,91	0,84	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,70	1,05	0,78	0,82	1,30	1,08	0,76	–	–	–	–	–	–	–	–
	0,66	0,86	0,79	0,84	0,86	0,85	1,41	1,31	0,66	–	–	–	–	–	–
0	0,78	0,84	1,17	1,04	0,81	1,11	0,74	0,91	1,26	0,95	0,76	–	–	–	–
0	0,81	0,75	0,61	1,51	0,88	0,77	0,63	1,55	0,90	1,11	1,55	0,7	1,11	0,83	0,72
15000	0,47	0,56	0,56	0,57	0,42	1,42	0,56	0,59	0,58	1,18	0,69	1,2	0,83	1,22	0,60

З табл. 2 видно, що ущільнення, яке має кількість гребнів  $z = 15$  при  $n = 0$  об/мин має різке підвищення коефіцієнта витрати  $\mu_i$  щелей під 4, 8, 10, і 13 гребнями, а з появою окружної швидкості, ці піки вже відповідають іншим гребням, а саме 6, 10, 12 і 14, що наочно ілюструє рис. 5. Аналогічний характер зміни  $\mu_i$  прослідковується і для ущільнень з меншою кількістю гребнів, однак кількість пікових значень  $\mu_i$  зменшується.

Аналіз результатів призводить до встановлення факта хвилястої зміни коефіцієнта  $\mu_i$  по довжині ущільнення: спостерігаються сплески значень  $\mu_i$  через кожні 2–3 гребня. При цьому збільшення  $\mu_i$  відбувається до 2,5 раз, а абсолютні значення перевищують 1, що фізично важко пояснити. З цього випливає висновок про нерівномірне розподілення навантаження по гребням лабіринтного ущільнення. На рис. 6 чітко видно наявність чотирьох стрибків значень коефіцієнта  $\mu_i$ , причому положення піків зсувається до виходу при обертанні вала.

В табл. 3 наведено порівняння коефіцієнтів витрати, визначених двома різними способами. Видно, що для ущільнення з  $D = 80$  мм, так само як і для ущільнення з  $D = 240$  мм мають місце розходження між отриманими значеннями коефіцієнтів  $\bar{\mu}$  і  $\mu$ , зростаючі з збільшенням  $z$ . Звернемо увагу, що інтегральні і середньарифметичні значення умовного коефіцієнта витрати менше одиниці, незважаючи на наявність пікових значень, значно перевищують одиницю.

Таблиця 3.

Порівняння коефіцієнтів  $\mu$  і  $\bar{\mu}$  ( $n = 0$  об/мин)

$z$	1	2	4	5	7	9	11	15
$\bar{\mu}$	0,76	0,755	1,031	0,878	0,928	0,917	0,942	0,961
$\mu$	0,78	0,866	0,908	0,886	0,865	0,833	0,842	0,841

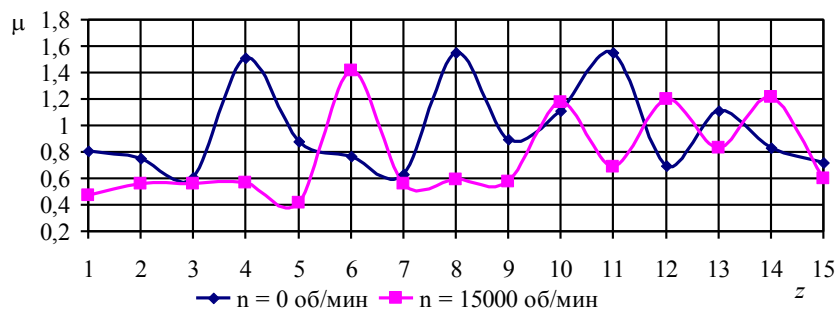


Рис. 6 – Изменение условного коэффициента расхода  $\mu_i$  по длине уплотнения ( $D = 80$  мм,  $s = 0,225$  мм,  $z = 15$ ,  $p_1/p_2 = 1,25$ )

**Исследование структуры потока в лабиринтном уплотнении.** В доступной литературе не содержатся сведения о детализации течения в лабиринтном уплотнении. Между тем именно структура потока во взаимосвязи с режимными и геометрическими параметрами даёт ключ к пониманию особенностей рабочего процесса в лабиринтном уплотнении и его характеристик, создаёт предпосылки для разработки мероприятий по повышению эффективности, т. е. герметичности таких уплотнений. Была осуществлена широкая гамма численных исследований вариантов уплотнений согласно табл. 2. Основной задачей исследований являлось установление особенностей формирования структуры течения, ее взаимосвязь с характеристиками лабиринтного уплотнения. Результаты исследования проиллюстрированы визуализациями в виде векторных полей и изолиний скоростей. Логика исследования заключалась в изучении течения от изолированного гребня до системы гребней. При этом сопоставлялись результаты для неподвижного и вращающегося вала. На рис. 7–10 приведены некоторые визуализации данного исследования.

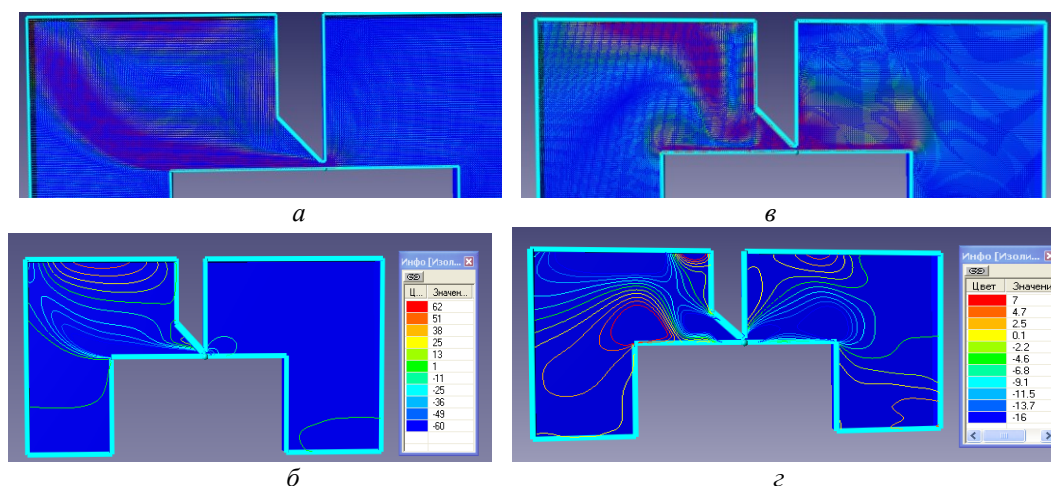


Рис. 7 – Векторное поле (а, в) и изолинии (б, г) потока при истечении через единичную кольцевую щель: а, б –  $n = 0$  об/мин; в, г –  $n = 15000$  об/мин

Исходной моделью было единичное отверстие – кольцевой щелевой зазор, образованный острием гребня и поверхностью вала рис. 7. При неподвижном вале имеет место течение подобное истечению струи из отверстия с острыми кромками в свободное пространство. Струя, прошедшая через зазор, распространяется в выходную камеру, в начале в осевом направлении, а затем оттесняется к периферии. В случае вращения вала под действием сил вязкости поток увлекается во вращательное

движение и картина течения радикально изменяется: струя разрывается с образованием двух циркуляционных зон, гидравлическое сопротивление на участке канала за гребнем возрастает. Коэффициенты расхода щели соответственно уменьшаются от  $\mu_0 = 0,76$  до  $\mu_{щ} = 0,62$ .

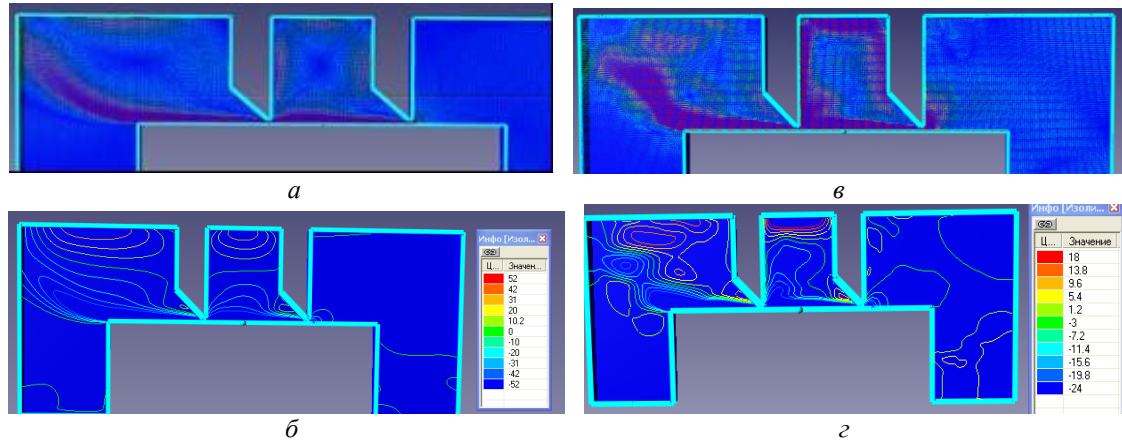


Рис. 8 – Векторное поле (*a, в*) и изолинии (*б, з*) потока при истечении через уплотнение  $z = 2$ : *a, в* –  $n = 0$  об/мин; *б, з* –  $n = 15000$  об/мин

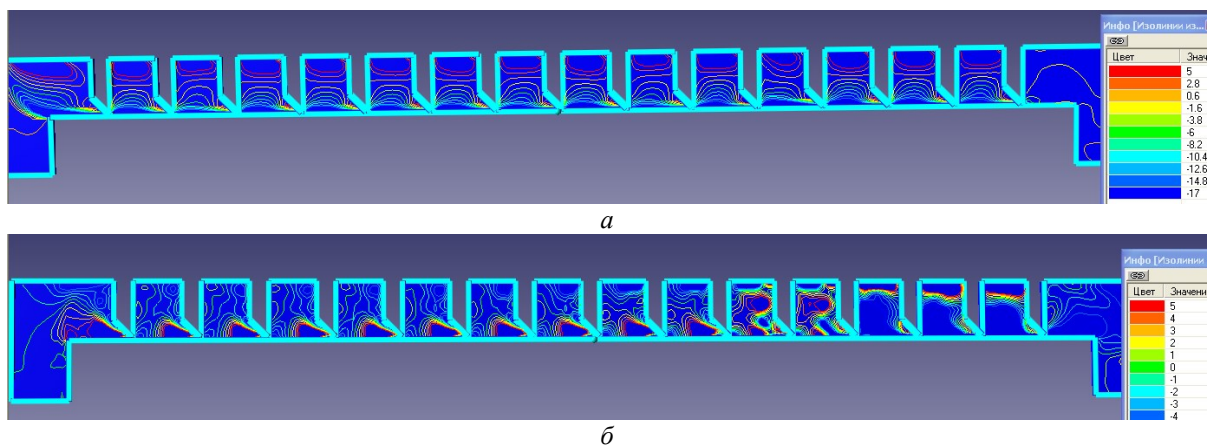


Рис. 9 – Изолинии скорости потока в уплотнении  $z = 15$ : *a* –  $n = 0$  об/мин; *б* –  $n = 15000$  об/мин

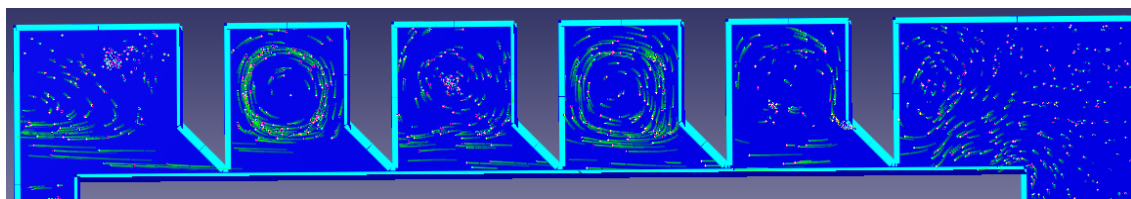


Рис. 10 – Траектории движения частиц в уплотнении ( $D = 240$  мм,  $s = 0,225$  мм,  $n = 6700$  об/мин)

Течение в двухгребенчатом уплотнении показано на рис. 8. При неподвижном вале в камере между гребнями формируется классический тороидальный вихрь, а струя протечки не деформируясь достигает щели второго гребня и далее развивается по предыдущему сценарию (рис. 8*a,б*). Заметим, что оба идентичных гребня генерируют различную структуру потока за собой и характеризуются различными коэффициентами расхода. При вращении вала эта картина существенно видоизменяется (рис 8*в,з*), поток приобретает более «беспокойный» характер, и в промежуточной, и в выходной камерах.

В уплотнении с 5-ю гребнями имеет место качественно другая структура потока: характерные зоны интенсивных тороидальных вихрей чередуются с зонами спокойного движения рис. 9.

В уплотнении с 15-ю гребнями рис. 10 при неподвижном вале структура потока во всех камерах идентична, а при вращения вала, наблюдаются флуктуации – одновременное существование зон без вихревого течения (первые три камеры), переходной (следующие две камеры) и зон стабильной вихревой структуры (остальные камеры). Из табл. 2 видно, что пики коэффициентов  $\mu_i$  соответствуют тем гребням, перед которыми происходит перестроение потока.

#### Выводы

1) Впервые с применением программного комплекса получены данные детального исследования течения в лабиринтном уплотнении с гладким валом, подтвержденные экспериментальными исследованиями.

2) Установлена зависимость расходных характеристик и структуры потока в лабиринтном уплотнении от частоты вращения вала.

3) Для моделирования и анализа течения в лабиринтном уплотнении предложен поэлементный подход, который заключается в рассмотрении уплотнения как системы последовательно работающих щелей с индивидуальными характеристиками.

4) Выявлено неравномерное падение давления по длине уплотнения при любом количестве его гребней, вызванное структурными преобразованиями потока в камерах:

– установлено наличие режимов флуктуации – чередования зон вихревых и без вихревых структур в камерах уплотнения с большим количеством гребней;

– установлено существование аномалий, заключающихся в том, что условный коэффициент расхода щелей изменяется волнообразно по длине уплотнения, с наличием пиковых значений, что свидетельствует о неравномерном распределении нагрузки по гребням уплотнения.

**Список литературы:** 1. Щегляев, А. В. Паровые турбины [Текст] / А. В. Щегляев. – М. : Энергия, 1967. – 4-е изд. – 301 с. 2. Селезнев, К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров [Текст] / К. П. Селезнев. – Ленинград : Машиностроение, 1986. – 389 с. 3. Орлик, В. Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем [Текст] / В. Г. Орлик // Тяжелое машиностроение. – 1993. – № 9. – С. 4–7. 4. Бондаренко, Г. А. Результаты отработки узлов центробежного компрессора для перспективных технологических процессов [Текст] / Г. А. Бондаренко и др. // Сб. тр. «ЛПИ». – 1983. – С. 18–22. 5. Марцинковский, В. А. Щелевые уплотнения [Текст] / В. А. Марцинковский. – Сумы : СумГУ, 2005. – 415 с. 6. Дейч, М. Е. Техническая газодинамика [Текст] / М. Е. Дейч. – М. : Энергия, 1974. – 2-е изд. – 592 с. 7. Мисарек, Д. М. Турбокомпрессоры [Текст] / Д. М. Мисарек. – М. : Машиностроение, 1968. – 236 с. 8. The basic data for Centrifugal Compressor by Dresser. Dresser Machinery // Ltd. – 1975. 9. Бага, В. Н. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения [Текст] / В. Н. Бага // Journal of engineering sciences. – 2014. – № 1. – С. 1–7.

**Bibliography (transliterated):** 1. Shhegljaev, A. V. *Parovye turbiny*. Moscow : Jenergija, 1967. Print. 2. Seleznev, K. P. *Teorija i raschet turbokompressorov*. Leningrad : Mashinostroenie, 1986. Print. 3. Orlik, V. G. "Rashodnye harakteristiki uplotnenij s odinochnym i gruppovym drosselem." *Tjzheloe mashinostroenie*. No 9. 1993. 4–7. Print. 4. Bondarenko, G. A. et al. "Rezultaty otrabotki uzlov centrobezhnogo kompressora dlja perspektivnyh tehnologicheskikh processov." *Sb. tr. "LPI"*. 1983. 18–22. Print. 5. Marcinkovskij, V. A. *Shhelevye uplotnenija*. Sumy : SumGU, 2005. Print. 6. Dejch, M. E. *Tehnicheskaja gazodinamika*. – Moscow : Jenergija, 1974. Print. 7. Misarek, D. M. *Turbokompressory*. Moscow : Mashinostroenie, 1968. Print. 8. The basic data for Centrifugal Compressor by Dresser. Dresser Machinery // Ltd. 1975. 9. Baga, V. N. "O fizicheskom modelirovanii labirintnogo uplotnenija." *Journal of engineering sciences*. No 1. 2014. 1–7. Print.

Поступила (received) 03.12.2014

УДК 621.165

**В. И. ГНЕСИН**, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМаш НАНУ, Харьков;  
**Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ**, д-р техн. наук, с.н.с.; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;  
**Р. ЖАНДКОВСКИ**, д-р техн. наук, проф.; зав. отд. ИПМ ПАН, Гданьск,  
Польша;  
**А. А. КОЛЕСНИК**, аспирант ИПМаш НАНУ, Харьков

## АЭРОУПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ТУРБОМАШИНЫ В ТРЁХМЕРНОМ ПОТОКЕ ВЯЗКОГО ГАЗА

Представлен метод решения связанной аэроупругой задачи, позволяющий прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трёхмерном потоке вязкого газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надёжности лопаточных аппаратов турбомашин. Достоверность расчетных результатов подтверждается сопоставлением с экспериментом для 11-й стандартной конфигурации. Численный анализ связанных колебаний подтвердил для данного режима аэродемпфирование при взаимодействии первых шести собственных форм.

**Ключевые слова:** вязкий поток, лопаточный венец турбины, автоколебания, связанная аэроупругая задача, численное моделирование.

### Введение

Для повышения эффективности и надёжности эксплуатации турбоагрегата необходимо прогнозирование аэроупругого поведения лопаточных венцов, чтобы исключить возможность проявления аэроупругой неустойчивости колеблющихся лопаток (флаттера).

Флаттер представляет собой самовозбуждающуюся неустойчивость под действием аэродинамических сил, вызванных вынужденными колебаниями лопаток, которые вызваны, в свою очередь, возмущающими силами при вращении лопаток в неоднородном вверх по течению потоке.

Стандартный подход к расчету флаттера облопаченных дисков основан на методе частотного анализа [1–3], в котором предполагается, что движение лопаток описывается гармоническими функциями по времени с постоянным углом сдвига фаз между соседними лопатками. Данный подход игнорирует эффект обратной связи влияния колеблющихся лопаток на основной поток газа.

В последнее время развиваются новые подходы, основанные на маршевой по времени схеме, включающей интегрирование уравнений аэродинамики и динамики упругих колебаний [4–6].

В данной работе на основе аэродинамической модели (осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса), описанной в работе [4], и модального подхода к решению задачи динамики лопаток [5, 6] развит метод решения связанной задачи (метод одновременного интегрирования уравнений течения вязкого газа и уравнений колебаний лопаток под действием мгновенных нестационарных нагрузок) и представлен численный анализ аэроупругого поведения турбинного лопаточного венца в трансзвуковом потоке вязкого газа при заданных гармонических колебаниях лопаток с учетом 6-ти собственных форм при различных углах сдвига по фазе колебаний лопаток и связанных колебаниях.

### Постановка аэроупругой задачи

Трёхмерное нестационарное трансзвуковое течение вязкого газа через турбин-

---

© В.И. Гнесин, Л.В. Колодяжная, Р. Жандковски, А.А. Колесник, 2015



ний лопаточный венце описывается полной системой осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, представленной в дивергентной форме во вращающейся с постоянной угловой скоростью  $\omega$  декартовой системе координат [4].

В данной работе для расчета «вязких» потоков применена алгебраическая двухслойная модель турбулентности Болдвина-Ломакса [7].

Динамическая модель колеблющейся лопатки с использованием модального подхода описывается системой независимых обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [5, 6].

В силу неперIODичности потока в окружном направлении на шаге венца из-за колебаний лопаток уравнения Навье-Стокса интегрируются в расчетной области, включающей полную дугу окружности, т.е. количество межлопаточных каналов равно количеству лопаток.

Предполагается, что нестационарные эффекты в лопаточном венце вызваны вращением рабочего колеса в неравномерном потоке и колебаниями лопаток под действием нестационарных аэродинамических нагрузок, а поток на бесконечности перед и за венцом является однородным с малыми возмущениями, распространяющимися из расчетной области вверх и вниз по потоку. Поэтому постановка граничных условий на проницаемых границах основана на одномерной теории характеристик.

В общем случае, когда осевая скорость является дозвуковой, полная система граничных условий может быть представлена в виде:

– на входе в венец

$$T_0 = T_0(x, y); \quad p_0 = p_0(x, y); \quad \alpha = \alpha(x, y); \quad \gamma = \gamma(x, y); \quad d\left(v_3 - \frac{2a}{\lambda - 1}\right) = 0;$$

– на выходе за венцом

$$p = p(x, y); \quad dp - a^2 dp = 0; \quad dv_1 - (\omega^2 r - 2\omega v_2) dt = 0; \\ dv_2 + 2\omega v_1 dt = 0; \quad d\left(v_3 + \frac{2a}{\lambda - 1}\right) = 0.$$

На «твердых» стенках расчётной области задаются:

– условие «прилипания»  $\vec{v} = \vec{v}_w$ , где  $\vec{v}_w$  – скорость перемещения стенки;

– тепловой поток  $q_w = \frac{\partial T}{\partial n}$ ; в частности, для адиабатической стенки  $q_w = 0$ ;

– соотношение для давления, полученное проектированием на нормаль к стенке уравнения сохранения импульса

$$\frac{\partial p}{\partial n} = \text{grad}_n \tau.$$

Здесь  $T_0, p_0$  – заторможенные температура и давление в неподвижной системе координат;  $\alpha, \gamma$  – углы потока в тангенциальном и меридиональном сечениях перед лопаточным венцом;  $p$  – статическое давление за лопаточным венцом.

Дискретная форма уравнений Навье-Стокса получена с использованием разностной схемы Годунова 2-го порядка точности, обобщенной на случай произвольной пространственной деформируемой разностной сетки в виде:

$$\frac{1}{2\Delta t} [3U^{n+1}\Omega^{n+1} - 4U_n\Omega_n + U_{n-1}\Omega_{n-1}] + [(-Uw_n + E - R)\sigma]_{i+1} - [(-Uw_n + E - R)\sigma]_i + \\ + [(-Uw_n + F - S)\sigma]_{j+1} - [(-Uw_n + F - S)\sigma]_j +$$

$$+ [(-Uw_n + G - Q)\sigma]_{k+1} - [(-Uw_n + G - Q)\sigma]_k + H_n \Omega_n = 0. \quad (1)$$

Здесь нижние и верхние индексы соответствуют «старым» и «новым» ячейкам;  $\sigma$  и  $w_n$  – площадь и нормальная скорость центра грани. Газодинамические параметры на «средних» гранях находятся из решения задачи Римана о распаде произвольного разрыва.

### Численный анализ

Для подтверждения достоверности предложенного метода выполнено сопоставление численных результатов с экспериментальными данными, полученными для 11-й стандартной конфигурации [1, 2].

Для сравнения выбран нерасчётный трансзвуковой режим с углом атаки  $\sim 18^\circ$  ( $M_{2\text{из}} = 0,99$ ).

На рис. 1 приведено распределение изоэнтропического числа Маха  $M_2$  по обводу профиля в среднем сечении для данного режима. Цифры «1» соответствуют численным результатам предложенного метода, цифры «2» – экспериментальным данным, цифры «3» – численным результатам, полученным Франсоном с использованием квазитрёхмерного метода *VOLFAP* [2].

Рис. 1 показывает удовлетворительное соответствие расчётных и экспериментальных результатов на нерасчётном режиме, характеризующихся скачком уплотнения и отрывным пузырьком на стороне разрежения на расстоянии  $\sim 25\%$  от входной кромки.

Следует подчеркнуть, что только модель вязкого газа может корректно прогнозировать отрывные течения на нерасчётных режимах (рис. 2).

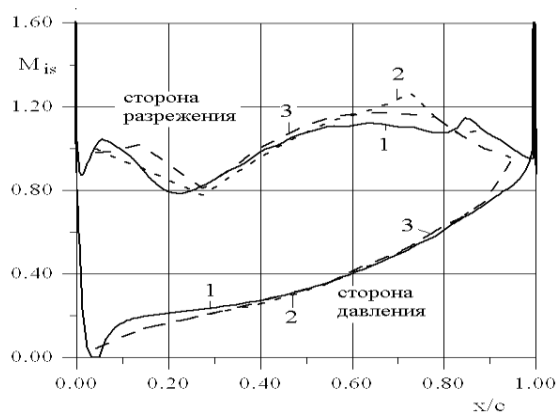


Рис. 1 – Распределение скорости по обводу профиля для трансзвукового режима ( $M_{2\text{из}} = 0,99$ )

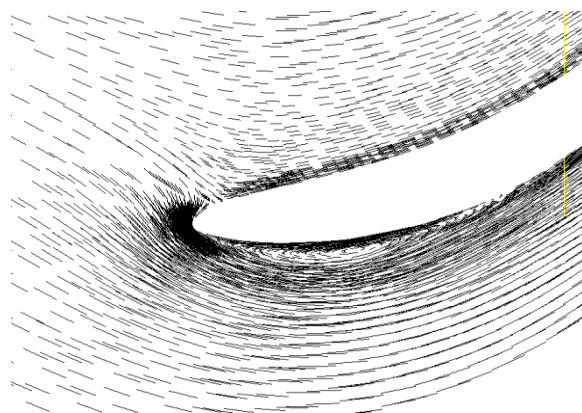


Рис. 2 – Поле векторов скоростей

Ниже представлены результаты численного исследования нестационарных аэродинамических характеристик 11-й стандартной конфигурации при заданном гармоническом законе изгибных колебаний лопаток и фиксированных межлопаточных углах сдвига по фазе (МЛФУ) колебаний соседних лопаток.

На рис. 3 приведены распределения амплитуды и фазы 1-ой гармоники нестационарного давления вдоль хорды профиля при трансзвуковом режиме обтекания ( $M_{2\text{из}} = 0,99$ ) и МЛФУ =  $+72^\circ$ .

Как видно из графиков, удовлетворительное соответствие численных результатов с результатами других авторов [1, 2] и экспериментальными данными имеет место вдоль стороны давления (как по амплитуде, так и по фазе) и некоторое расхождение результатов на стороне разрежения на расстоянии (20–40) % хорды от

входной кромки. Предложенный численный метод позволяет прогнозировать нестационарное возмущение давления на скачке уплотнения на стороне разрезания профиля.

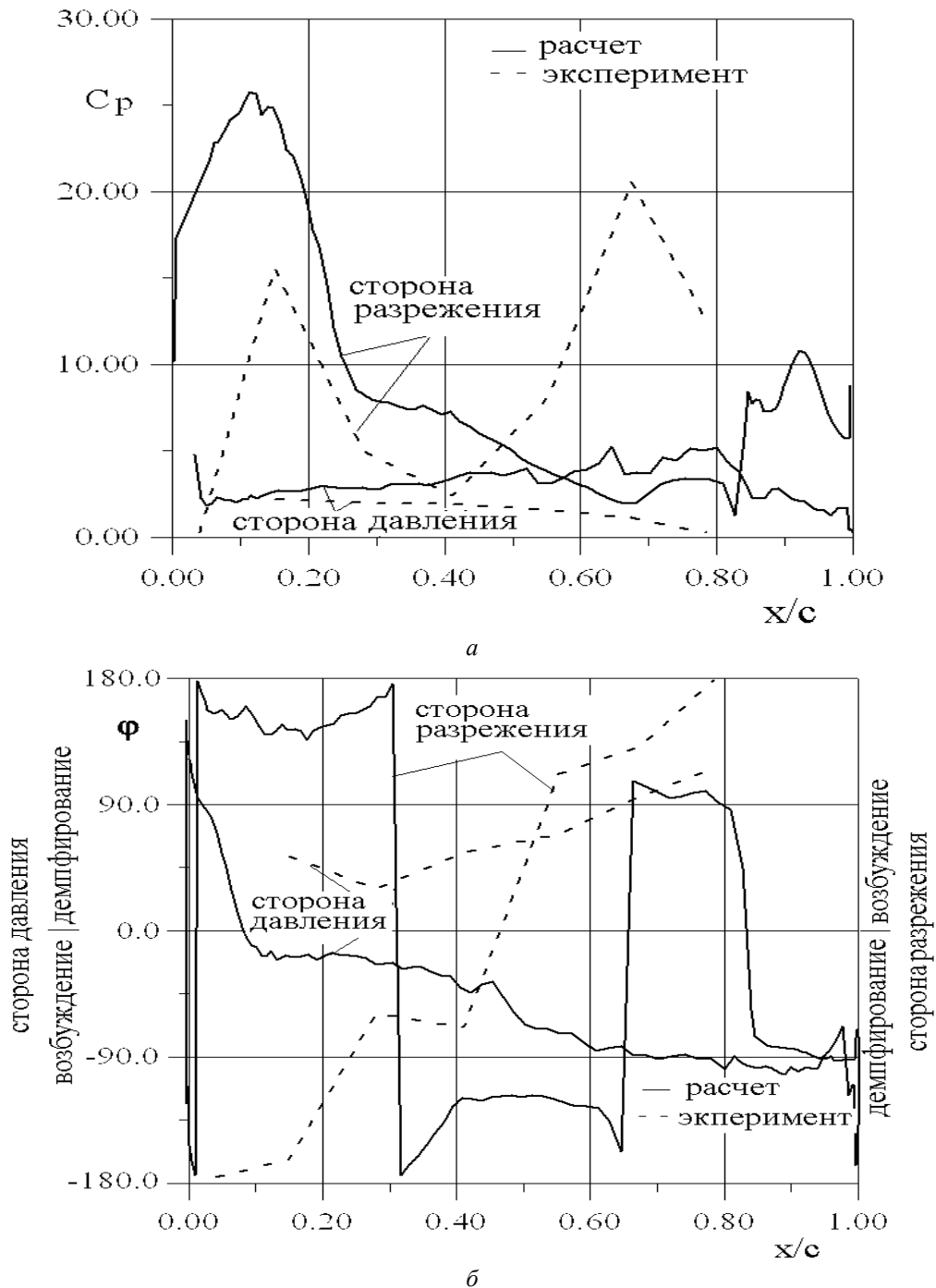


Рис. 3 – Распределение нестационарного давления, 1-я гармоника, трансзвуковой режим (МЛФУ = +72°):  
 $a$  – амплитуда;  $b$  – фаза

Численное исследование аэроупругого поведения лопаточного венца в потоке вязкого газа выполнено для рабочего колеса последней ступени паровой турбины 370 МВт с длиной рабочей лопатки 900 мм на номинальном режиме. Движение лопаток представлено в виде линейной комбинации перемещений по шести собственным формам колебаний.

Лопаточный венец турбины представляет собой кольцевую решетку, состоящую из 53 лопаток.

Аэродинамический расчёт проводился на разностной  $H-O$  сетке в относительной декартовой системе координат, жёстко связанной с ротором турбины и вращающейся с угловой скоростью  $\omega = 3000$  об/мин.

На рис. 4–5 приведены фрагменты разностной сетки – меридиональное сечение (рис. 4) и тангенциальные сечения в корневом и периферийном слоях (рис. 5а,б). Количество ячеек в каждом межлопаточном канале  $H-O$  сетки – 210960, для подвижной  $O$ -сетки – 165600.

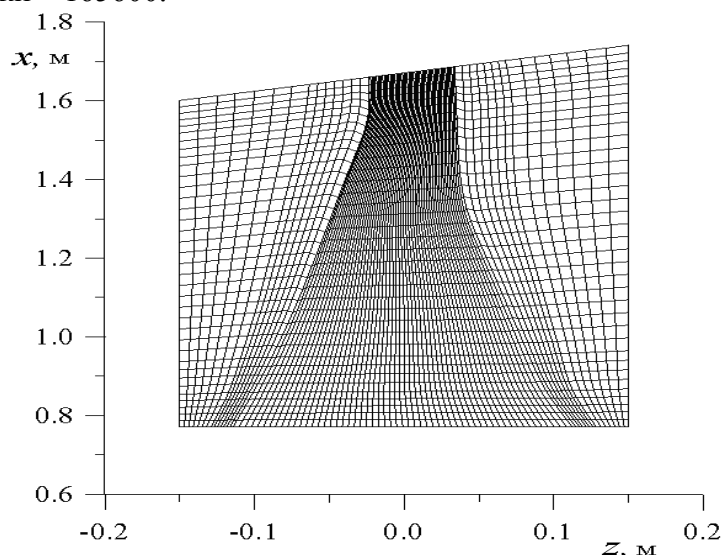


Рис. 4 – Разностная сетка в меридиональной плоскости

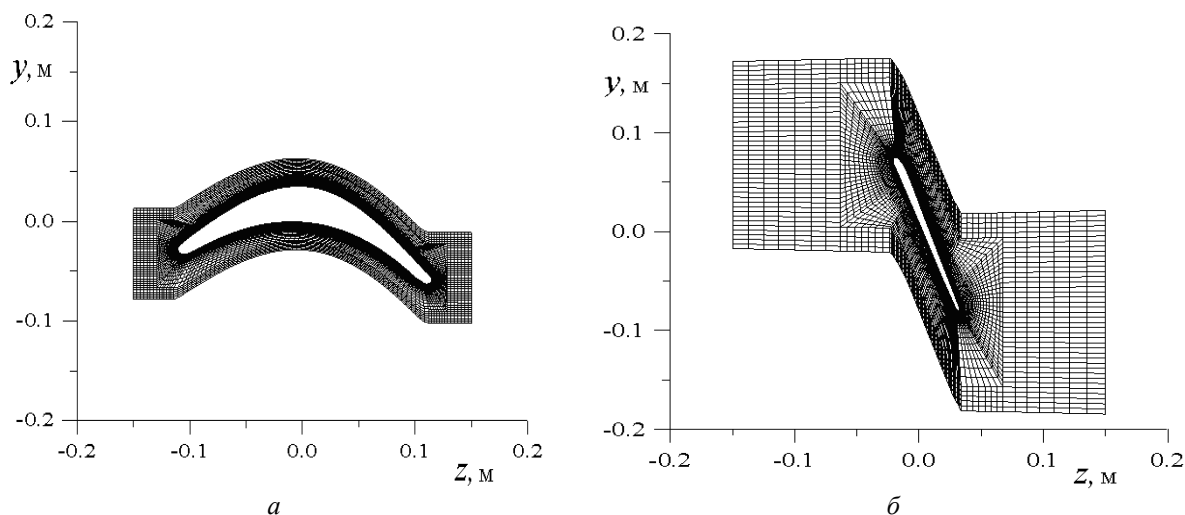


Рис. 5 – Разностная сетка: а – корневое сечение; б – периферийное сечение

Разностная сетка разбивается на сегменты, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу ротора. Каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной  $H-O$  сетки, при этом внешняя  $H$ -сетка остаётся неподвижной, а внутренняя  $O$ -сетка перестраивается на каждой итерации в соответствии с перемещением лопатки.

На первом этапе проведён численный анализ аэроупругих характеристик венца, вращающегося с постоянной угловой скоростью  $\omega = 314$  рад/сек. ( $\nu = 50$  Гц) на стационарном режиме.

Параметры на входе (в абсолютной системе координат) принимались:

- полное давление  $P_0 = 29400\text{--}37800$  Па;
- полная температура  $T_0 = 348^\circ$  К;
- углы потока в окружном и радиальном направлениях  $0$  град. (в абсолютном движении).

Статическое давление на выходе за венцом принималось постоянным по радиусу –  $P_2 = 10400$  Па.

Выполнены аэродинамические расчёты вращающегося лопаточного венца турбины при заданном законе колебаний лопаток. Все лопатки совершают гармонические колебания по каждой из собственных форм по одному и тому же закону с постоянным углом сдвига фаз  $\delta$  (МЛФУ):

$$q_{ij} = q_{i0} \cdot \sin[2\pi\nu_i t + (j-1)\delta], \quad (2)$$

где  $q_{ij}$  – модальный коэффициент;  $i$  – номер собственной формы;  $j$  – номер лопатки;  $q_{i0}$  – амплитуда колебаний  $i$ -ой собственной формы;  $\nu_i$  – собственная частота;  $\delta$  – межлопаточный угол сдвига по фазе колебаний соседних лопаток.

В расчетах учитывались первые шесть собственных форм. Собственные частоты колебаний каждой из форм приведены в таблице.

Таблица 1.

Собственные формы и собственные частоты

Собственная форма	1	2	3	4	5	6
$\nu$ , Гц	120	160	240	360	480	520

Аэродинамический расчёт ведётся до установления периодической неравномерности потока с частотой, равной наибольшему общему делителю собственных частот колебаний лопаток ( $\nu = 40$  Гц).

На рис. 6 показан график распределения числа Маха на поверхности лопатки в среднем сечении для периферийного слоя.

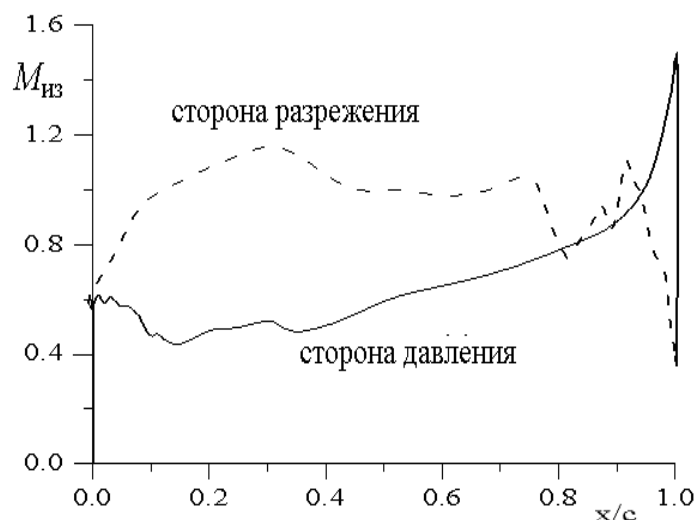


Рис. 6 – Распределение скорости по обводу профиля в периферийном сечении

Аэроупругая устойчивость системы «поток воздуха – лопаточный венец» без учета механического демпфирования определяется аэродинамическим коэффициентом демпфирования  $D$ , равным взятому со знаком «минус» коэффициенту работы  $W$ , совершаемой аэродинамической нагрузкой за один период колебаний

$$D = -W = - \int_0^{1/\nu} \int_0^l (F \cdot \bar{v} + M \cdot \bar{\omega}) dt dl, \quad (3)$$

где  $\bar{F}$  – вектор аэродинамической силы,  $\bar{M}$  – аэродинамический момент;  $l$  – длина обвода профиля;  $\bar{v}$  – вектор линейной скорости профиля;  $\bar{\omega}$  – вектор угловой скорости вращения профиля.

Из выражения (3) следует, что положительное значение коэффициента работы ( $W > 0$ ;  $D < 0$ ) соответствует подводу энергии основного потока к колеблющейся лопатке. И наоборот, отрицательное значение коэффициента работы ( $W < 0$ ;  $D > 0$ ) соответствует отводу энергии колеблющейся лопатки в основной поток.

Знак «минус» суммарной работы ( $D > 0$ ) соответствует аэродемпфированию, знак «плюс» – самовозбуждению лопатки ( $D < 0$ ).

Характер обмена энергией между потоком воздуха и колеблющейся лопаткой приведен на рис. 7. На данном рис. показано влияние межлопаточного угла сдвига фаз колебаний лопаток (МЛФУ) на коэффициент аэродемпфирования ( $D$ ) для 1–6 собственных форм колебаний. Как видно из графика все режимы гармонических колебаний характеризуются отводом энергии в основной поток. Максимальное аэродемпфирование имеет место при колебаниях (МЛФУ = -90 град), минимальное – при колебаниях (МЛФУ = +90 град).

Знак коэффициента аэродемпфирования, рассчитанный при заданных кинематических колебаниях лопаток, может рассматриваться лишь как необходимый критерий, так как отсутствует обратная связь влияния аэродинамических сил на колебания лопаток. Окончательную оценку аэроупругого поведения лопаточного венца можно получить лишь при решении связанной задачи аэродинамики и упругих колебаний.

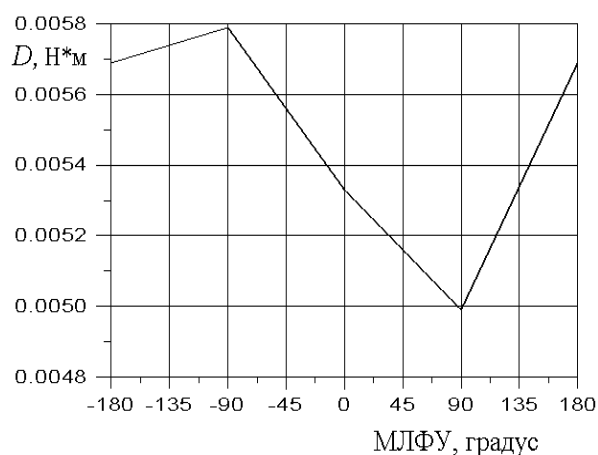


Рис. 7 – Зависимость аэродинамического коэффициента демпфирования от угла сдвига фаз (МЛФУ)

На рис. 8–9 показано два периода гармонических колебаний в течение времени  $t = 0,05024$ , затем начинается переходный процесс (режим связанных колебаний, когда дальнейшее движение лопаток определяется нестационарными силами, действующими на лопатки, которые, в свою очередь, зависят от колебаний лопаток) в течение восьми периодов связанных колебаний.

На рис. 8 приведені графіки перемещення центра тяжести периферійного сечення в окружном напрямленні ( $h_y$ ) (рис. 8а) за два повних періода гармонічних коливань ( $T = \frac{1}{\nu} = 0,02512$  сек. – время одного полного периода колебания лопатки) и восемь связанных колебаний и их амплитудно-частотные спектры (рис. 8б) для МЛФУ = +90 град. Среднее положение лопатки соответствует статической деформации лопатки под действием осредненной по времени нагрузки.

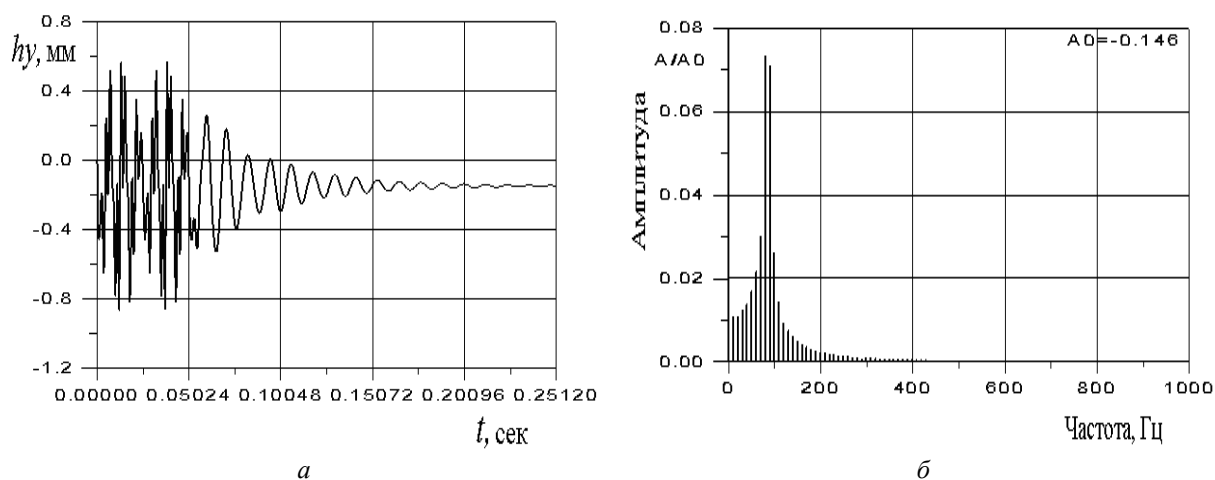


Рис. 8 – Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора  
а – в окружном направлении; б – амплитудно-частотный спектр

Как видно из графиков основной вклад в изгибные колебания вносит гармоника с частотой близкой к частоте 1-й собственной формы колебаний (~100 Гц).

Из расчёта следует, что все собственные формы колебаний демпфируются.

На рис. 9 представлены графики нестационарных аэродинамических сил, действующих в окружном направлении ( $F_y$ ) на периферийный слой рабочих лопаток ротора (рис. 9а), и их амплитудно-частотные характеристики (рис. 9б) для МЛФУ = +90 град.

С уменьшением амплитуды колебаний лопаток уменьшается амплитуда нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на лопатки.

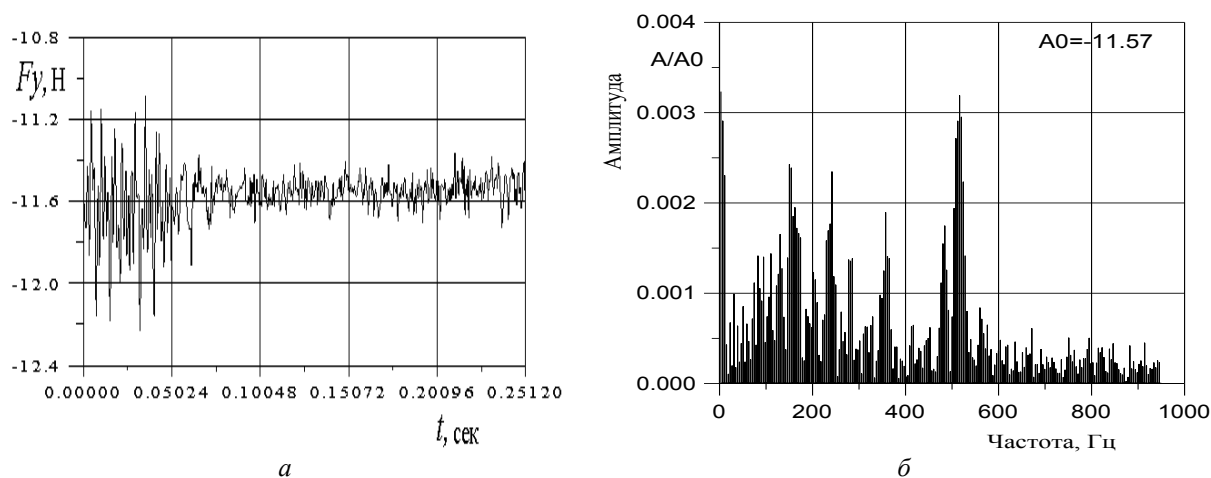


Рис. 9 –Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора: а – окружная сила; б – амплитудно-частотный спектр

### Выводы

1) Разработаны математическая модель и численный метод аэроупругого поведения лопаточного венца в трансзвуковом потоке вязкого газа на основе решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток.

2) Достоверность расчётных результатов подтверждается сопоставлением с экспериментом для 11-й стандартной конфигурации.

3) Численный анализ связанных колебаний подтвердил для данного режима аэродемпфирование при взаимодействии первых шести собственных форм.

**Список литературы:** 1. *Bölcs, A.* Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results [Text] / A. Bölcs, T. H. Fransson // *Communication du LTAT*. – EPFL Switzerland, 1986. – № 13. – P. 174. 2. *Fransson, T. H.* Viscous and Inviscid Linear/Nonlinear Calculations Versus Quasi-Three-Dimensional Experimental Data for a New Aeroelastic Turbine Standard Configuration [Text] / T. H. Fransson, M. A. Jöcker, P. Bölcs, P. Ott // *ASME Journal of Turbomachinery*. – 1999. – No 121. – P. 717–725. 3. *Cinnella, P.* A Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity [Text] / P. Cinnella, P. De Palma, G. Pascazio, M. Napolitano // *Journal of Turbomachinery*. – April, 2004. – Vol. 126. – P. 310–316. 4. *Gnesin, V.* Numerical Modeling of fluid–structure interaction in a turbine stage for 3D viscous flow in nominal and off–design regimes [Text] / V. Gnesin, R. Rzadkowski, L. Kolodyazhnaya // *Proceedings of ASME, TURBO-EXPO 2010, GT2010–23779*. – Glasgow, UK. – 2010. – P. 1–9. 5. *Гнесин, В. И.* Численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца вентилятора компрессора [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, А. А. Колесник // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: Енергетичні та теплотехнічні і процеси й устаткування. – Харьков : НТУ «ХПІ», 2014. – № 1(1044). – С. 77–87. – ISSN 2078-774X. 6. *Гнесин, В. И.* Численный анализ аэроупругого поведения лопаточного венца осевой турбомашины [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, А. А. Колесник // *Вестник НТУ «ХПІ»*. Серія: Информатика и моделирование. – Харьков: НТУ «ХПІ», 2014. – № 62(1104). – С. 13–21. 7. *Baldwin, B.* Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow [Text] / B. Baldwin, H. Lomax // *AIAA Paper 78–0257*. – 1978. – P. 1–45.

**Bibliography (transliterated):** 1. Bölcs, A., and T. H. Fransson. "Aeroelasticity in Turbomachines: Comparison of Theoretical and Experimental Cascade Results" *Communication du LTAT*. No 13. EPFL Switzerland, 1986. 174. Print. 2. Fransson, T. H., et al. "Viscous and Inviscid Linear/Nonlinear Calculations Versus Quasi-Three-Dimensional Experimental Data for a New Aeroelastic Turbine Standard Configuration." *ASME Journal of Turbomachinery* 121 (1999): 717–725. Print. 3. Cinnella, P. A., et al. "Numerical Method for Turbomachinery Aeroelasticity." *Journal of Turbomachinery*. Vol. 126. April, 2004. 310–316. Print. 4. Gnesin, V., R. Rzadkowski and L. Kolodyazhnaya. "Numerical Modeling of fluid–structure interaction in a turbine stage for 3D viscous flow in nominal and off–design regimes." *Proceedings of ASME, TURBO-EXPO 2010, GT2010–23779*. Glasgow, UK. 2010. 1–9. Print. 5. Gnesin, V. I., L. V. Kolodjzahnaya and A. A. Kolesnik. "Chislennyj analiz ajerouprugogo povedenija lopatochnogo venca ventiljatora kompressora." *Visnyk NTU "KhPI"*. Serija: *Energetychni ta teplotehnichn i procesy j ustatkuvannja*. No 1(1044). Kharkov : NTU "KhPI", 2014. 77–87. Print. ISSN 2078-774X. 6. Gnesin, V. I., et al. "Chislennyj analiz ajerouprugogo povedenija lopatochnogo venca osevoj turbomashiny." *Vestnik NTU "KhPI"*. Serija: *Informatika i modelirovanie*. No 62(1104). Kharkov : NTU "KhPI", 2014. 13–21. Print. 7. Baldwin, B., and H. Lomax. "Thin layer approximation and algebraic model for separated turbulent flow." *AIAA Paper 78–0257*. 1978. 1–45. Print.

Поступила (received) 22.01.2015



УДК 62.135

**В. Л. ШВЕЦОВ**, канд. техн. наук; главный конструктор паровых турбин ОАО «Турбоатом», Харьков;

**И. И. КОЖЕШКУРТ**, начальник отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;

**В. А. КОНЕВ**, вед. инж.-констр. ОАО «Турбоатом», Харьков;

**В. Г. СОЛОДОВ**, д-р техн. наук, проф.; проф. ХНАДУ, Харьков;

**А. А. ХАНДРИМАЙЛОВ**, канд. техн. наук, доц.; доц. ХНАДУ, Харьков

## ИССЛЕДОВАНИЕ АЭРОДИНАМИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫХЛОПНОГО ОТСЕКА ЦНД

Построена численная модель и выполнено численное исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД мощной паровой турбины, включающего последнюю ступень с предвключенным межступенчатым зазором, выхлопной патрубком, камеру влагоудаления, переходной патрубком. В качестве рабочего тела использован влажный пар с табличными параметрами. Обсуждается влияние надбандажной протечки в последней ступени, инъекции влажного пара через щель обечайки диффузора

**Ключевые слова:** последняя ступень ЦНД, система влагоудаления, осерадиальный диффузор, выхлопной патрубок, влажный пар, численное моделирование, аэродинамические, энергетические характеристики.

### Введение

Настоящая статья посвящена численному моделированию аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД с учетом свойств влажного пара. Данная модель (рис. 1, 2) является развитием модели потока через отсек «ступень-диффузор», исследованной в [1]. Представлена трехмерная структура, осредненные аэродинамические характеристики элементов отсека, энергетические характеристики каналов ступени и выхлопного патрубка. Обсуждаются методы управления потоком в диффузоре. Исследование проведено с использованием авторского программного комплекса *MTFS*<sup>®</sup>. Некоторые результаты представлены на рис. 3–7.

### 1 Описание объекта исследования и особенности численной модели

Выхлопной отсек ЦНД, включает последнюю ступень с предвключенным межступенчатым зазором, выхлопной патрубком (ВП) с осерадиальным диффузором (ДФ) и камерой влагоудаления, переходной патрубком (ПП), каналы надбандажных зазоров и отбора пара перед ступенью, щелей влагоудаления из межвенцового зазора ступени, щели инъекции пара в обечайке диффузора. Особенности ступени являются обратная закрутка сопловых лопаток, полочный бандаж, промежуточная демпферная связь и развитая система влагоудаления. Рабочее колесо уплотнено надбандажным профилированным кольцом. Зазор между наружной поверхностью бандажа, имеющего форму многогранника с 95 гранями, и внутренней цилиндрической поверхностью кольца, является переменным. На номинальном режиме зазор составляет 8,5 мм, в зоне стыка отдельных полок – 7,4 мм. Козырек крепится к ободу диафрагмы посредством дистанционных втулок, калибрующих щели влагоудаления. Высота сопла составляет 1034 мм, угол периферийного меридионального раскрытия 40°; длина рабочей лопатки (РЛ) – 1100 мм, веерность – 2,73; степени расширения: осерадиального диффузора – 2,3, патрубка – 2,0; частота вращения ротора 50 с<sup>-1</sup>. Относительные геометрические

© В.Л. Швецов, И.И. Кожешкурт, В.А. Конев, В.Г. Солодов, А.А. Хандримайлов, 2015

размеры выхлопного тракта (по обозначениям [2]): длина и ширина сборной камеры ВП –  $\bar{L}_{ВП} = 0,58$ ,  $\bar{B}_{ВП} = 2,13$ , высота крышки  $\bar{H}_{кр} = 1,74$ . Крышка ВП имеет «вырез» для выемки подшипника.

Канал осерадиального диффузора образован поверхностями обтекателя и обечайки. Обечайка состоит из трёх частей: профилированного надбандажного кольца, конической части (с образованием между ними кольцевой камеры для размещения коллектора с форсунками системы охлаждения). Третья часть обечайки в виде фрагмента тора, расположена по отношению ко второй части с зазором для инъекции влажного пара из камеры влагоудаления. Переходной патрубком выполнен с традиционной неаэродинамической формой канала, имеет резко расширяющийся поперечный и осевой размеры.

При моделировании течение через ступень рассчитывалось в стационарной постановке с использованием односекторной модели взаимодействия ступени и патрубка [3]. В модель отсека включены периферийный отбор пара перед диафрагмой ступени, два периферийных кольцевых отсоса пара и влаги из периферийной зоны межвенцового зазора с направлением в камеру влагоудаления, надбандажные протечки пара в предпоследней и последней ступенях, поток инъекции в диффузор из камеры влагоудаления, периферийный бандаж и проволочная демпферная связь. Все особенности геометрии ступени смоделированы в полном объеме, включая утолщение рабочей лопатки вблизи проволочной демпферной связи. Вход в модель ступени организован из двух частей в выходном сечении предвключенной ступени: вход в ядро потока основан на данных теплового расчёта для турбины К-220-44-2, надбандажная протечка предвключенной ступени задается по данным теплового расчета на основании полных параметров и направления вектора скорости.

В камере влагоудаления смоделированы поперечные стенки жесткости с промежуточными окнами для перетекания пара в окружном направлении и перепускные окна вдоль окружной координаты для сообщения с пространством сборной камеры патрубка.

На входе в ступень задаются осесимметричные радиальные распределения параметров торможения – давления и температуры, степени влажности и направления вектора скорости из данных теплового расчета ОАО «Турбоатом». Входные параметры на среднем радиусе составляли:  $P^* = 14200$  Па,  $T^* = 326,0$  К,  $\alpha_0 = 86,5^\circ$ ,  $Y = 6,5$  %. На выходе из переходного патрубка выставлялось противодействие в конденсаторе 2942 Па.

Течение в каждой расчетной подобласти описано полной системой нестационарных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу-Фавру. Система дополняется уравнениями модели турбулентности. Интегрирование системы уравнений осуществлено с помощью программного комплекса *MTFS*<sup>®</sup>, который описан и тестирован в [3–5]. Расчетные подобласти аппроксимируются неструктурированными гексаэдральными сетками. Применяемая версия солвера использует неявную разностную TVD схему конечных объемов 2-го порядка точности [6]. Твердые стенки предполагаются адиабатическими, на них задается условие прилипания и равенство нулю эффективной вихревой вязкости. Турбулентные эффекты описаны на основе модели Ментера [7] в ступени и дифференциальной модели турбулентности Спаларта-Аллмараса [7] в патрубках. Мощности сеточного разбиения составили около 15 млн. гексаэдров, что обеспечило параметр погранслоя  $Y^+ < 2$  в области ступени и  $Y^+ < 4$  в области патрубка.

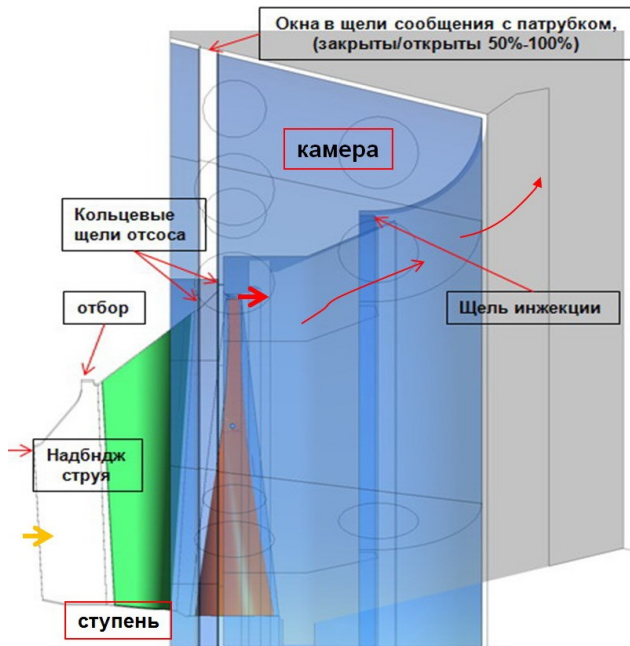


Рис. 1 – Схема проточной части отсека ЦНД

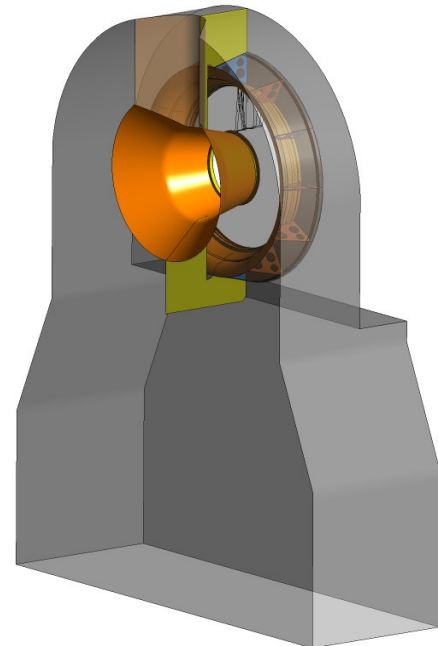


Рис. 2 – Модель ВП и ПП

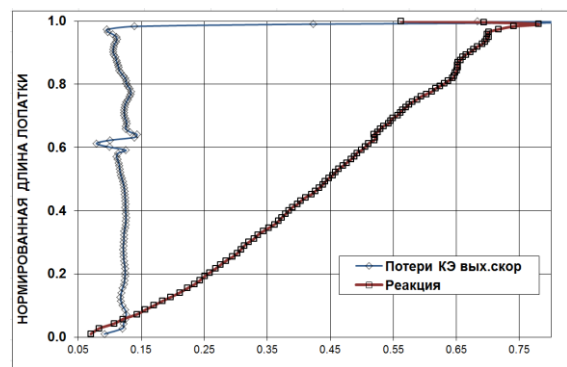
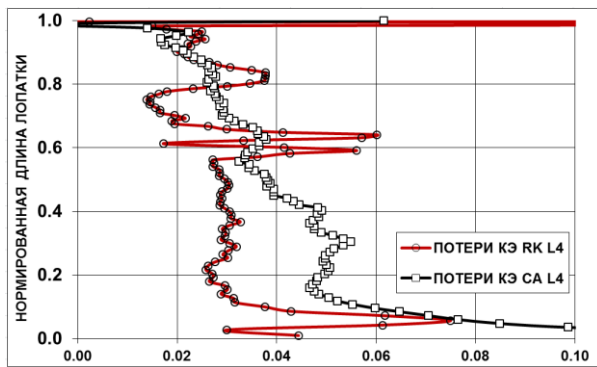


Рис. 3 – Радиальные распределения потерь КЭ на соплах и рабочих решётках, реакции, отнесённые к изэнтропическому перепаду на ступень:  
а – соплах и рабочих решётках; б – реакции

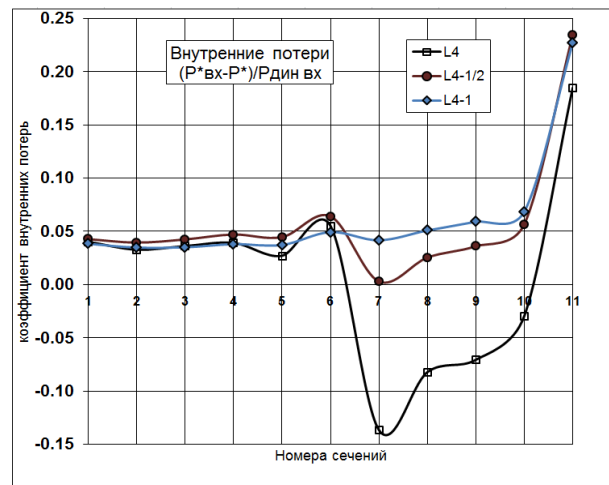
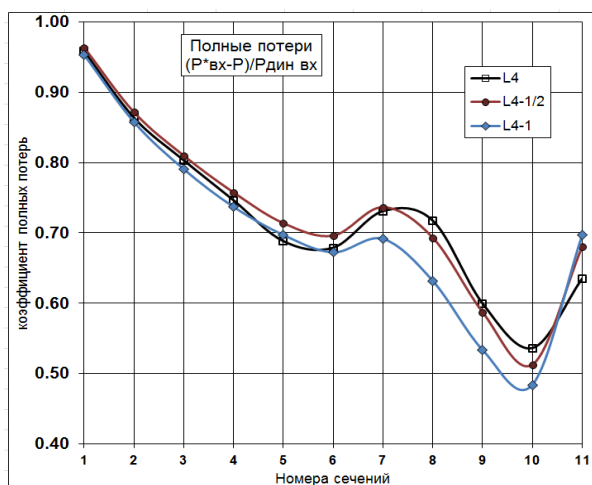


Рис. 4 – Распределения полных и внутренних потерь в ВП по сечениям ДФ; 11 – сечение выхлопа ВП

Расчёты выполнены на основе модели влажного пара, заданного таблицами водяного пара в рамках односкоростного приближения равновесной конденсации. Интегральные данные по выхлопному отсеку сравниваются с данными для отсека «ступень – ДФ» в постановке [1]. Методика обработки расчётных данных для получения интегральных параметров в характерных сечениях расчётной области изложена в [8].

## 2 Анализ и обсуждение результатов по выхлопному отсеку ЦНД

На входе в ступень кроме параметров ядра потока из предвключенной ступени задана входная надбандажная протечка с параметрами:  $P^* = 20471$  Па,  $T^* = 333,7$  К,  $\alpha_2 = 40^\circ$ ,  $Y = 4,0$  %, которая организована гребнем уплотнения со стороны обоймы и торцом бандажа. В модели ступени включены также периферийный отбор пара перед диафрагмой ступени с расходом 1,67 кг/с, два периферийных кольцевых отсоса пара и влаги из межвенцового зазора с расходами 0,615 кг/с и 2,8 кг/с. Течение в кольцевых щелях отсоса реализуются при сверхзвуковой скорости на входе.

Течение в сопловых каналах реализуется на данном режиме с углами атаки лопаток диафрагмы, набуханием пограничного слоя на вогнутой стороне профилей вдоль удлинителя (рис. 3, 6). В периферийном поясе на входе в канал диафрагмы отмечается область низких скоростей, недостаточная наполненность щели отбора потоком пара. В корневом сечении на входе из-за положительной перекрыши наблюдаются область низких скоростей и набухший погранслои на втулке. Повышенные потери в корневом сечении РЛ вызваны действием скачков уплотнения и малым межвенцовым зазором. Проволочная демпферная связь обтекается с дорожкой вихрей и создает локальные потери кинетической энергии (КЭ) в данном поясе (рис. 3). Этому способствует и аэродинамически несовершенный профиль с утолщением в поясе крепления демпферной связи (см. [1]).

Потери КЭ на сопловом аппарате в составе отсека в сравнении с вариантом «ступень-ДФ» повысились на 0,07 %, на рабочем венце снизились на 0,6 %. Объемный расход  $GV_2$  на выходе из ступени для отсека составил 2327 м<sup>3</sup>/с против 2203 м<sup>3</sup>/с для варианта «ступень-ДФ» (по данным теплового расчёта – 2383 м<sup>3</sup>/с). Потери с выходной скоростью за ступенью для отсека составили для отсека 13,7 % против 13,2 % для варианта «ступень-ДФ». Сравнение потерь КЭ указывает, что ступень с фрагментом диффузора работает менее эффективно из-за худшего восстановления давления на выходе, несмотря на меньший отсос пара. Среднее значение влажности на входе в РК – 9,4 % – повышено на 0,1 % в сравнении с вариантом «ступень-ДФ», за кромками РК составляет 12,1 % в сравнении с 11,82 % для варианта «ступень-ДФ».

Кольцевая струя влажного пара, выходящая из канала между вращающейся поверхностью полочного бандажа и цилиндрической поверхностью козырька, ускоряется, достигает скорости 754 м/с (2,153 М), раскручивается вдоль обечайки диффузора, постепенно замедляется, и замыкается за расширительной камерой. Экстремальные значения в струе надбандажной протечки на выходе из зазора: плотность 0,012 кг/м<sup>3</sup>, давление 1400 Па, осевая скорость – 620 м/с, радиальная скорость – 215 м/с, окружная скорость – 370 м/с, угол  $\alpha_2 = 135^\circ$ , влажность – 14 %. Температура на стенке 350 К, перепад температур в пограничном слое составляет около 60 К. Расход пара через протечку составляет 1,416 кг/с или 2,67 % расхода через выходное сечение ступени. Ядро потока, на входе в диффузор, имеет переменную по радиусу, положительную закрутку со средним значением около  $\alpha_2 = 106^\circ$  по часовой стрелке по ходу пара. В корневом поясе угол  $\alpha_2$  составляет 95 град. Максимальные значения угла  $\alpha_2$  около  $115^\circ$  достигаются в поясе проволочной демпферной связи.

Несмотря на осесимметричный интерфейс с торцом входного сечения ДФ патрубка распределение параметров во входном сечении диффузора не осесимметричное вследствие закрутки потока по часовой стрелке по ходу пара. Максимум модуля скорости смещен от плоскости симметрии против часовой стрелки на угол  $\sim 35^\circ$  (рис. 5).

На структуру течения в диффузоре оказывают определяющее влияние три фактора: надбандажная протечка из зазора РЛ, струя инжекции пара из камеры, и закрутка основного потока. Надбандажная струя обладает импульсом и моментом импульса, достаточными для прижатия потока к обечайке вплоть до щели инжекции. Струя инжекции также имеет сверхзвуковое истечение с расходом 3,41 кг/с, но практически не закручена. Совокупное действие двух струй и закрутки основного потока обеспечивает отсутствие отрыва потока на всей длине обечайки и по всей окружности диффузора. Это действие настолько сильное, что за вторым изломом втулки, переводящим ее в вертикальную стенку, возникает периодический отрыв потока от втулки. В нижней части плоскости симметрии этот отрыв распространяется практически на всю втулку. Из-за подсосывающего действия струи вдоль обечайки возникает состояние незаполненности проточной части диффузора в привтулочных сечениях, и значительные поперечные градиенты параметров (рис. 5, 6).

В целом, структура входного потока в ДФ обладает значительной поперечной неравномерностью. След от демпферной связи распространяется на всю длину диффузора. Между следом и струей вдоль обечайки на выходе из диффузора образуется обширный провал поля скорости. Низкоскоростная область под струей по мере расширения диффузора значительно тормозится и расширяется. Эффект закрутки в ядре потока приводит к интенсификации стока пара в переходный патрубок в правой по ходу пара части диффузора и патрубка. В левой части патрубка сток пара тормозится закруткой (в противоположном направлении), и в этой части возникает область пониженных скоростей.

Закрутка потока в ядре взаимодействует с разделительными стенками вдоль плоскости симметрии. В левой части патрубка поток отрывается от стенки внизу на выхлопе; в правой части патрубка, наоборот, отрыв от стенки сверху патрубка образует обширную закрученную отрывную область, которая перемещается к выхлопу и загромождает проточную часть.

Поток на выходе из ВП и в переходном патрубке носит отрывной характер, не заполняет площадь выхлопа, несмотря на надстройку переходного патрубка длинным коробом постоянного поперечного сечения. Незаполненность выходного сечения расчетной области составляет до 20 % площади и вызывает колебания расхода, которые в значительной степени гасятся в плоскости входа в переходный патрубок и практически не распространяются в диффузор. В этой связи в дальнейших исследованиях в модель целесообразно вводить в пространствах патрубков системы стержней и труб, размещенные в реальных ВП и ПП.

Камера влагоудаления над обечайкой ДФ содержит 12 поперечных перегородок жесткости, снабженных тремя отверстиями каждая, для вентиляции пара и равномерного заполнения всей камеры. По результатам расчетов вентиляцию обеспечивают ближние к передней стенке верхнее (малое) и нижнее (большое) отверстия. Дальнее отверстие большого диаметра слабо влияет на процесс вентиляции в камере по причине размещения пары ближних отверстий против щелей отсоса. Кроме того, в камере вблизи передней стенки вблизи вентиляционных отверстий расположены 24 окна в форме кольцевой структуры сброса пара в сборную камеру патрубка для регулирования импульса струи инжекции. В рассматриваемом исходном варианте окна выпуска пара в патрубок закрыты.

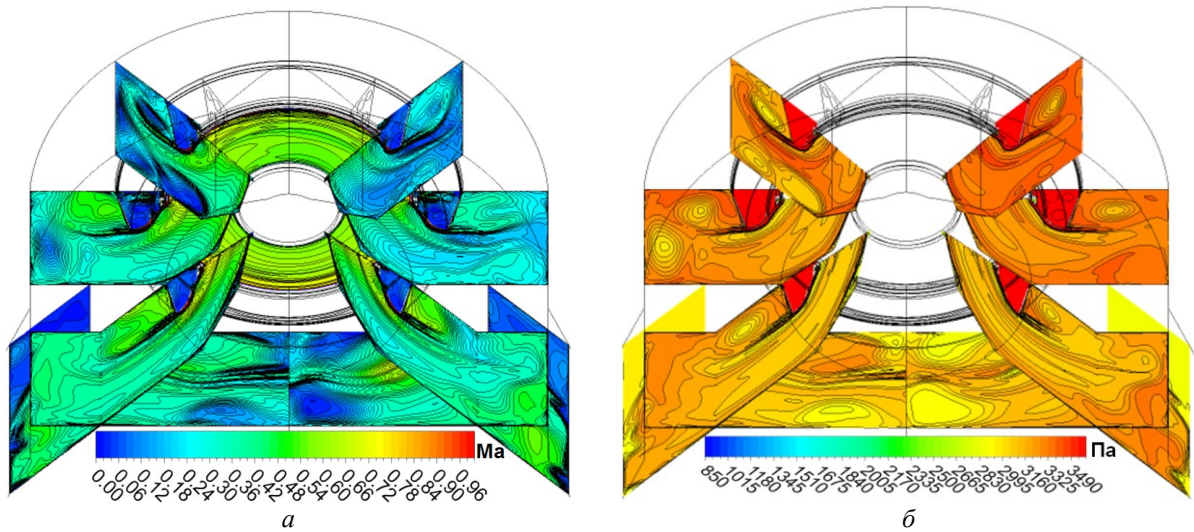


Рис. 5 – Поля числа Маха (а) и полного давления (б) в сечениях ВП для варианта L4

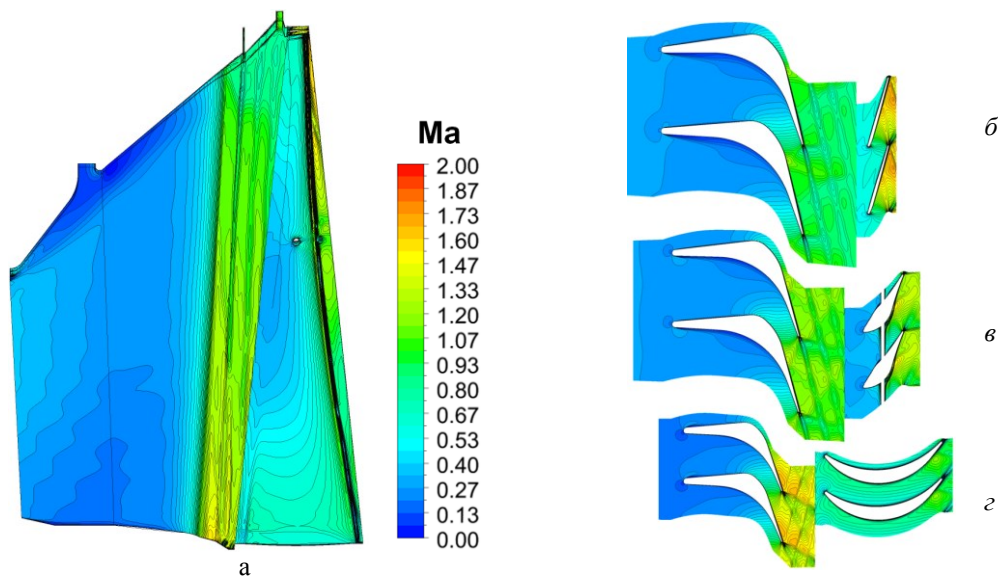


Рис. 6 – Поля относительного числа Маха ступени для варианта L4:  
а – в меридиональном сечении; б, в, з – в радиальных сечениях

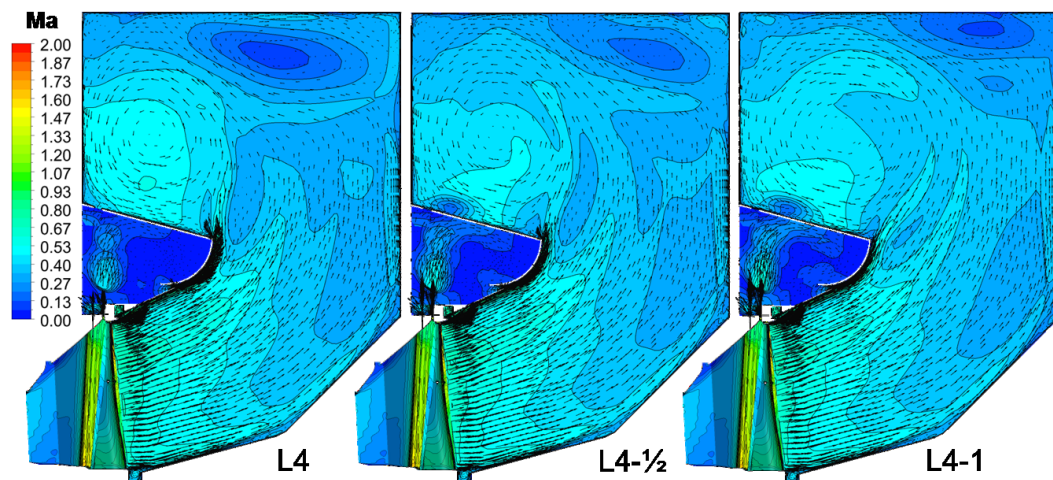


Рис. 7 – Течение в правой по ходу пара стороне горизонтального разъёма в вариантах ВП

Полные и внутренние потери в диффузоре и патрубке (рис. 4, вариант  $L4$ ) имеют неоднозначное трактование в условиях промежуточной инъекции высокоэнергетической струи пара. Осредненные по расходу полное и статическое давления по равномерному набору конических сечений в патрубке, нормальных среднему вектору скорости, сравнивались с осредненным по расходу полным давлением во входном сечении диффузора (с учетом энергии надбандажной струи). Разница давлений относилась к величине динамического давления во входном сечении. Такой подход для полных потерь давления приводил к локальному падению потерь после сечения инъекции (рис. 4) в диффузоре и последующему росту потерь в сечении выхода ВП (сеч.  $11$ ). Значение коэффициента потерь составило  $\zeta_{ВП} \approx 0,65$ . Если считать энергию инжектируемой струи потерянной при управлении потоком в диффузоре, то коэффициент  $\zeta_{ВП}$  выше примерно на 30 %. Данный результат получается при учете в полном давлении основного потока полного давления инжектируемой струи, взвешенного по расходу. Вместе с тем, отсос влаги перед РЛ является вынужденной мерой, и влажный пар вынужденно сбрасывается в диффузор и конденсатор. По этой причине и при данной организации выхлопа значение  $\zeta_{ВП} \approx 0,65$  можно считать обоснованным. При дальнейшем использовании энергии сброшенного пара устройство патрубка требует модификации.

График внутренних потерь ВП также имеет падение в сечениях после щели инъекции. В результате инъекции внутренние потери, рассчитанные по разности полного давления на входе в диффузор и полного давления в сечении, становятся локально отрицательными (т.е. энергия поступает дополнительно за счет инъекции), а затем возрастают к сечению выхода из патрубка до значения 0,19.

**О регулировании расхода инъекции.** Отсек ( $L4$ ), представленный в предыдущем разделе, имеет особенности работы при *полностью* ( $L4-1$ ) и *наполовину* ( $L4-1/2$ ) открытых окнах сброса влажного пара из камеры в патрубок. Поля числа Маха в правом по ходу пара сечении горизонтального разъёма (рис. 7) близки. Степень в составе отсека  $L4-1$  работает на режиме  $GV_2 = 2270 \text{ м}^3/\text{с}$ , для  $L4 - 2327 \text{ м}^3/\text{с}$ .  $GV_2$  отсека с полузакрытыми окнами ( $L4-1/2$ ) занимает промежуточное значение.

Потери КЭ, отнесённые к располагаемому перепаду на ступень, в соплах составляют 4,38 %, на рабочих каналах – 3,44 %, потери с выходной скоростью составляют 13,7 % и практически не зависят от степени открытия окон, структура течения и расходные характеристики ступени изменяются незначительно.

Надбандажная струя обеспечивает эффективное безотрывное течение вдоль обечайки до точки инъекции пара из камеры. Заметных отличий по надбандажной струе в вариантах  $L4-L4-1$  нет. В вариантах отсека с полуоткрытыми и открытыми окнами импульс и энергия инжектируемой струи обеспечивают ее прилипание, но на выходе из диффузора струя имеет дозвуковой режим и тенденцию к отрыву (рис. 7).

Сброс около 1,7 кг/с расхода пара через открытые окна в патрубок вблизи передней стенки (3,2 % от входного расхода в ступень) заметно повышает полное и статическое давление в патрубке. Сверхзвуковые струи попадают в пространство патрубка вблизи передней стенки, тормозят закрутку в сборной камере, повышают потери энергии в патрубке.

Таблица 1.

Расходы пара на элементах выхлопного тракта

Расходы на ступень, кг/с	Ст-ДФ	Ст-ДФ без отсоса	Отсек L4 без окон	Отсек L4-½ ½ окон откр.	Отсек L4-1 все окна откр.
Вход в ступень	53,99	53,97	53,99	52,80	52,80
Надб. вх. струя	0,46	0,46	0,46	0,46	0,46
Отбор	1,67	1,67	1,67	1,67	1,67
Отсос 1	0,473	0	0,679	0,679	0,679
Отсос 2	1,94	0	2,92	2,92	2,92
Надбанд. струя	1,473	1,544	1,416	1,416	1,416
Выход ступени	50,36	52,75	49,36	49,18	49,2
Инжекция	–	–	3,41	2,41	1,74
Выход ДФ	–	–	52,64	51,53	50,74
Выход ВП	–	–	52,8	53,3	52,5
Выход ПП	–	–	54,2	52,7	52,5

На рис. 4 представлены результаты вычисления потерь энергии по сечениям и на выходе из ВП. Анализ структуры течения вдоль обечайки диффузора показывает, что при снижении расхода инъекции в два раза отрыв потока от обечайки практически не возникает, поток заполняет выходное сечение диффузора. При этом скорость пара в струе после инъекции не достигает скорости звука в отличие от режима с закрытыми окнами. Однако коэффициент полных потерь выхлопного тракта растёт (табл. 2), что можно объяснить воздействием потоков пара из отверстий сброса пара из камеры инъекции на поток в сборной камере патрубка за диффузором и стеснением пространственного вихревого течения (рис. 6). Структура таких течений исследована в ряде работ [9], где сделан вывод о неэффективности средств предотвращения закрутки потока в сборной камере.

Таблица 2.

Потери энергии в вариантах патрубка без загромождений отсека K220-44/4

Потери энергии ВП	Отсек L4 без окон	Отсек L4-½ ½ откр. окон	Отсек L4-1 окна открыты
Полные потери $(P_{вх} - P_{вых})/P_{дин вх}$	0,64	0,68	0,70
Внутренние потери $(P_{вх}^* - P_{вых}^*)/P_{дин вх}$	0,185	0,235	0,23

По результатам анализа можно заключить, что устройство выхлопного тракта при переброске пара из межвенцового зазора в камеру для последующей инъекции в диффузор себя оправдывает в смысле снижения потерь в ВП. Если не могут быть найдены решения для использования энергии сбрасываемого пара для выработки энергии (3,2 % от расхода через ступень), то данное решение следует признать эффективным.

### **Выводы**

Разработана математическая модель и проведены расчётные исследования на влажном паре выхлопного отсека ЦНД с учётом параметров потока в межступенчатом канале с надбандажной протечкой и отбором пара перед последней ступенью, последней ступени ЦНД с РЛ 1100 мм с двумя кольцевыми отсосами пара и влаги из



периферийной зоны в камеру влагоудаления, надбандажной протечки пара в последней ступени, потока инжекции в диффузор из камеры влагоудаления, периферийного бандажа и проволоочной демпферной связи межвенцового зазора и выхлопного тракта, включающего выхлопной и переходной патрубки, влияния величины импульса струи инжекции пара в диффузор.

Установлено, что при наличии инжекции и надбандажной струи обечайка диффузора на номинальном режиме является безотрывной. При наличии инжекции и надбандажной струи расчет по стандартным формулам приводит к значениям полных потерь в патрубке 0,65–0,70, внутренним потерям – 0,19–0,23.

По результатам расчётов можно заключить, что устройство ВП при переброске пара из межвенцового зазора в камеру влагоудаления для последующей инжекции в диффузор оправдано в смысле снижения потерь в ВП. Рациональным вариантом является формирование сбалансированной системы влагоудаления и инжекции.

**Список литературы:** 1. Швецов, В. Л. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД «ступень-диффузор» [Текст] / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2014. – № 12(1055). – С. 12–20. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X. 2. Мигай, В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 272 с. 3. Солодов, В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев // Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы. – Харьков : Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. – С. 134–157. 4. Солодов, В. Г. Влияние гомогенной/гетерогенной конденсации на нестационарное течение в осерациальном диффузоре [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Скорый, Ю. И. Руднев // Вестник НТУ «ХПИ». – 2000. – № 111. – С. 110–116. 5. Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс *MTFS*<sup>®</sup> для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы [Текст] / В. Г. Солодов, Ю. В. Стародубцев ; Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. – № 5921; заявл. 24.05.2002; опубл. 17.07.2002. 6. Liou, M. S. A Sequel to AUSM: AUSM+ [Text] / M.S. Liou // Journ. of Computational Physics. – 1996. – Vol. 129. – P. 364–382. 7. Солодов, В. Г. Моделирование турбулентных течений [Текст] / В. Г. Солодов. – Харьков: изд-во ХНАДУ, 2011. – 167 с. 8. Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / Под ред. В.А. Черникова. – Ленинград : Машиностроение, 1980. – 262 с. 9. Касилов, В. Ф. Исследование средств активного воздействия на закрученное течение в сборной камере выходных патрубков цилиндров низкого давления паровых турбин [Текст] / В. Ф. Касилов // Теплоэнергетика. – 2000. – № 11. – С. 28–33.

**Bibliography (transliterated):** 1. Shvecov, V. L., et al. "Issledovanie ajerodinamicheskikh i jenergeticheskikh karakteristik vykhlopного отсека CND "stupen'-diffuzor"." *Visnyk NTU "KhPI". Serija: Energetychni ta teplotehnichni procesy j ustatkuvannja.* No 12(1055). Kharkov : NTU "KhPI", 2014. 12–20. ISSN 2078-774X. Print. 2. Migaj, V. K., and Je. I. Gudkov. *Proektirovanie i raschet vyhodnyh diffuzorov turbomashin.* Leningrad : Mashinostroenie, 1981. Print. 3. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Opyt trehmernogo modelirovanija szhimaemyh vjazkih turbulentnyh techenij v turbomashinah." *Ajerogidrodinamika: Problemy i perspektivy.* Kharkov : Nac. Ajerokosm. Un-tet «HAI», 2004. 134–157. Print. 4. Solodov, V. G., Ju. V. Skoryj and Ju. I. Rudnev. "Vlijanie gomogennoj/geterogennoj kondensacii na nestacionarnoe techenie v oseracial'nom diffuzore." *Vestnik NTU «KhPI».* No. 111. 2000. 110–116. Print. 5. Solodov, V. G., and Ju. V. Starodubcev. "Nauchno-prikladnoj programmnyj kompleks *MTFS*<sup>®</sup> dlja rascheta trehmernyh vjazkih turbulentnyh techenij zhidkостей i gazov v oblastjah proizvol'noj formy." *Ukrainy. Ukrainское Gosudarstvennoe Agentstvo po avtorskim i smezhnym pravam.* Sertifikat gos. registracii avtorskih prav № 5921. 17 July 2002. 6. Liou, M. S. "A Sequel to AUSM: AUSM+." *Journ. of Computational Physics.* Vol. 129. 1996. 364–382. Print. 7. Solodov, V. G. *Modelirovanie turbulentnyh techenij.* Kharkov : izd-vo HNADU, 2011. Print. 8. *Ajerodinamicheskie karakteristiki stupenej teplovyh turbin.* Ed. V. A. Chernikova. Leningrad : Mashinostroenie, 1980. Print. 9. Kasilov, V. F. "Issledovanie sredstv aktivnogo vozdeystvija na zakruchennoe techenie v sbornoj kamere vyhodnyh trubkov cilindrov nizkogo davlenija parovyh turbin." *Teplojenergetika.* No 11. 2000. 28–33. Print.

Поступила (received) 02.02.2015

УДК 621.165.62-192

**О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО**, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУУ «КПИ», Киев

### **СРАВНЕНИЕ РАСЧЁТНЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ НАПРЯЖЁННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ТУРБИНЫ К-200-130**

Результаты расчетной оценки теплового и напряженно-деформированного состояния высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт, проведенные по разработанному комплексному подходу с учетом ремонтно-восстановительных выборок в металле роторов, корпусов, корпусов клапанов ЦВД и ЦСД, были сопоставлены с данными экспериментальных и расчетных исследований других авторов. Расхождение по температуре для роторов не превышает (1–5)%, а по напряженно-деформированному состоянию не превышает (2–8)%. Для корпусов и корпусов стопорных клапанов ЦВД и ЦСД напряженно-деформированное состояние совпадает с экспериментальными исследованиями других авторов, что подтверждает возможность использования предложенного комплексного подхода.

**Ключевые слова:** Тепловое состояние, напряженно-деформированное состояние, остаточный ресурс, высокотемпературные элементы паровой турбины, ротор, корпус, цилиндр высокого давления, цилиндр среднего давления.

**Введение.** Для паровых турбин ТЭС мощностью 200 МВт в современных условиях энергорынка Украины из-за частого привлечения их к регулированию электрической нагрузки при продлении эксплуатации актуальной становится не только оценка остаточной наработки, но и определение допускаемого количества пусков и возможности дальнейшей работы в переменном графике.

При продлении срока эксплуатации паровых турбин согласно нормативным документам [1–3] необходимо оценить остаточный ресурс энергетического оборудования сверх паркового. Одним из основных этапов экспертной оценки продления срока эксплуатации является поверочный расчет, включающий геометрическое моделирование высокотемпературных элементов паровой турбины, определение их теплового и напряженно-деформированного состояния с последующим расчетом повреждаемости и остаточного ресурса.

В поверочном расчете рассматриваются пространственные аналоги роторов, корпусов, клапанов цилиндра высокого давления (ЦВД) и цилиндра среднего давления (ЦСД) с учетом изменений геометрии во время проведения ремонтных кампаний. В процессе проведения неразрушающего контроля высокотемпературных элементов паровых турбин были отмечены различные виды поврежденностей – трещины, растрескивания, промывы и другие повреждения в элементах конструкции. По результатам заключений о проведении визуального контроля лабораториями металла ТЭС и другими специализированными организациями локализованы различные виды поврежденностей в геометрической модели элемента в виде выборок металла различной формы. Такой подход позволил приблизить расчетную модель к реальному состоянию паровой турбины после 190–220 тыс. ч эксплуатации. Поверочный расчёт включает определение напряженно-деформированного состояния корпусов, корпусов клапанов и роторов ЦВД и ЦСД с учетом их пространственной сложной геометрии, повреждений за период эксплуатации, ремонтно-восстановительных изменений проектной геометрии с использованием программных комплексов *ANSYS* и *COSMOSWorks* [4].

---

© О.Ю. Черноусенко, 2015

Отличительной особенностью расчетной оценки остаточного ресурса является, во-первых, обязательный учет ремонтно-восстановительных мероприятий по результатам неразрушающего контроля в планово-предупредительном ремонте, проведенном при продлении эксплуатации. Во-вторых, обязательный учет изменяющихся в процессе длительной эксплуатации свойств металла паровой турбины К-200-130. Для определения коэффициентов запаса сталей, отработавших более 220 тыс. часов проводится экспериментальное исследование на образцах (порядка 15 шт.), вырезанных из высокотемпературных элементов. По результатам проведенного экспериментального исследования оптимизируют коэффициенты запаса прочности [4].

#### **Сравнение результатов расчетной оценки напряженно-деформированного состояния элементов турбины мощностью 200 МВт с данными других авторов**

Результаты расчетной оценки теплового и напряженно-деформированного состояния высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт, проведенные по разработанному комплексному подходу с учетом ремонтно-восстановительных выборок в металле роторов, корпусов и корпусов клапанов ЦВД и ЦСД, [4] были сопоставлены с данными экспериментальных и расчетных исследований других авторов.

Для ротора среднего давления сравнение теплового и напряженно-деформированного состояния проводилось с данными работы [5]. В работе приведены результаты расчета напряженно-деформированного состояния РСД турбины К-200-130 ЛМЗ при основных пусковых режимах, выполненные в двумерной постановке. Сравнение проведено для пуска из горячего состояния после 6–10 часов простоя (ГС), неостывшего состояния после 30–40 часов простоя (НС-1) и холодного состояния (ХС) (рис. 1). Распределение температур на наружной поверхности ротора среднего давления через 9 часов после начала пуска из холодного состояния (кривая 2), полученные при численном исследовании авторами [5], практически полностью совпадают по всей длине ротора с данными расчетного исследования при 3D моделировании по разработанной комплексной методике [4]. Расхождение по температуре нигде не превышает (1–5) % (рис. 1а). Изменение напряженно-деформированного состояния по всей длине ротора при пуске из холодного состояния (рис. 1а), неостывшего состояния через 2 часа 15 мин. после начала пуска (рис. 1б) и их горячего состояния через 1 час 45 мин (рис. 1в) аналогично данным авторов [5]. Расхождения по напряжениям (2–8) % объясняются применением 3D моделирования в данной работе.

Для цилиндра высокого давления турбины К-200-130 сравнение расчетной оценки теплового (ТС) и напряженно-деформированного состояния (НДС), проведенной по разработанному комплексному подходу с учетом ремонтно-восстановительных выборок в металле корпуса ЦВД, было сопоставлено с данными экспериментальных исследований авторов [6]. В этой работе были проведены натурные тензометрические исследования по определению температур и расчет напряжений по измеренным температурным полям на наружных и внутренних поверхностях корпуса ЦВД паровой турбины К-200-130 Бурштынской ТЭС в 1970 году Институтом машиноведения с участием ЛМЗ. Определенные по данным тензометрии величины напряжений являются средними на участках в 15 мм между точками приварки тензодатчиков.

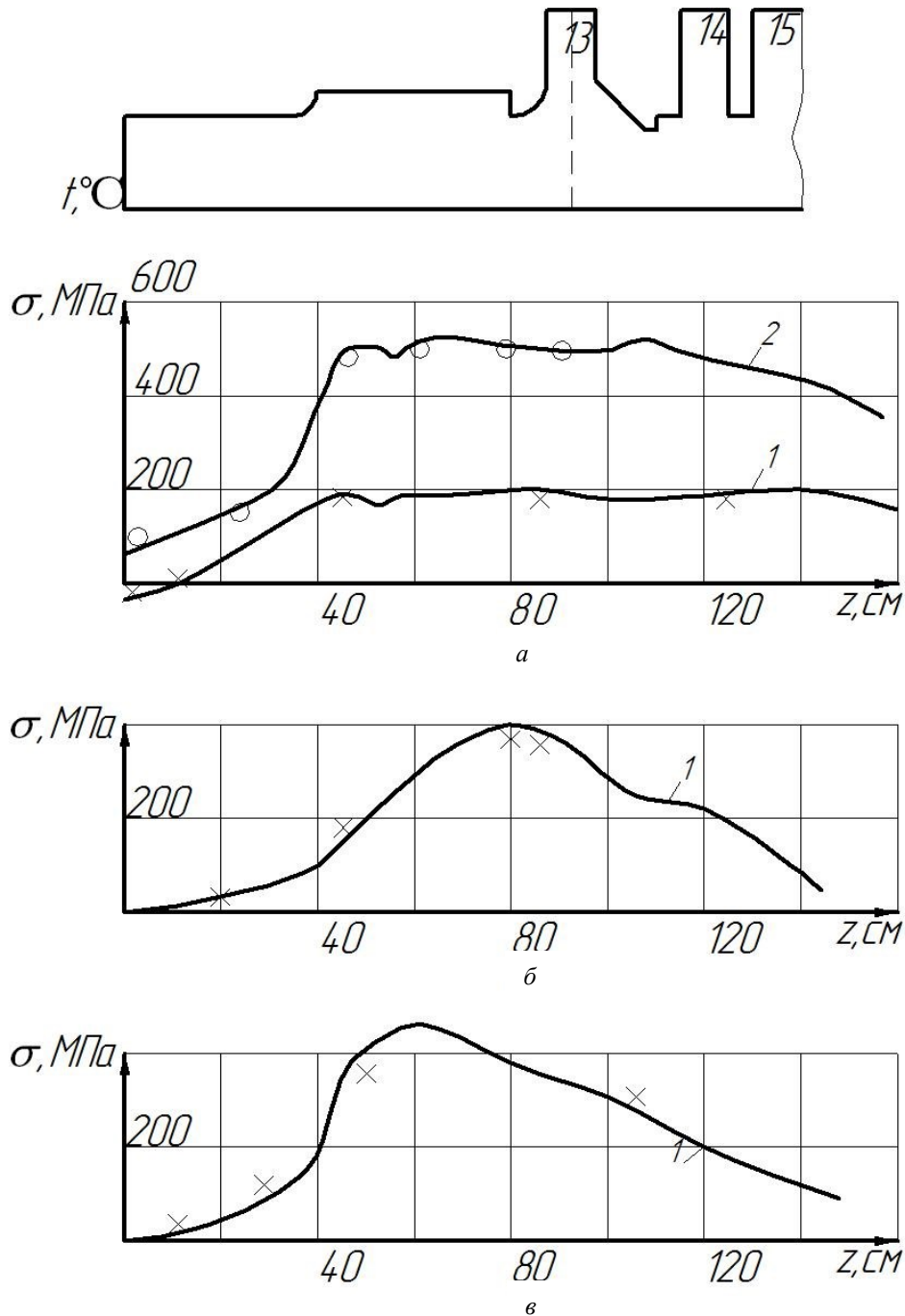


Рис. 1 – Сравнение НДС (кривая 1) и ТС (кривая 2) авторов [5] с расчётными данными при 3D моделировании: а – при пуске из ХС; б – НС-1; в – ГС; о – ТС РСД; × – НДС РСД

Сравнение экспериментальных значений напряжений на наружной ( $\sigma_n$ ) и внутренней ( $\sigma_b$ ) поверхностях корпуса ЦВД (рис. 2) при пуске турбины после 48 часов простоя с данными расчётной оценки теплового и напряжённо-деформированного состояния, проведённой по разработанному комплексному подходу с учётом ремонтно-восстановительных выборок в металле корпуса ЦВД, показали удовлетворительное совпадение для точек внутренней поверхности (точки – ×), так и для точек наружной поверхности (точки – Δ) на рис. 2.

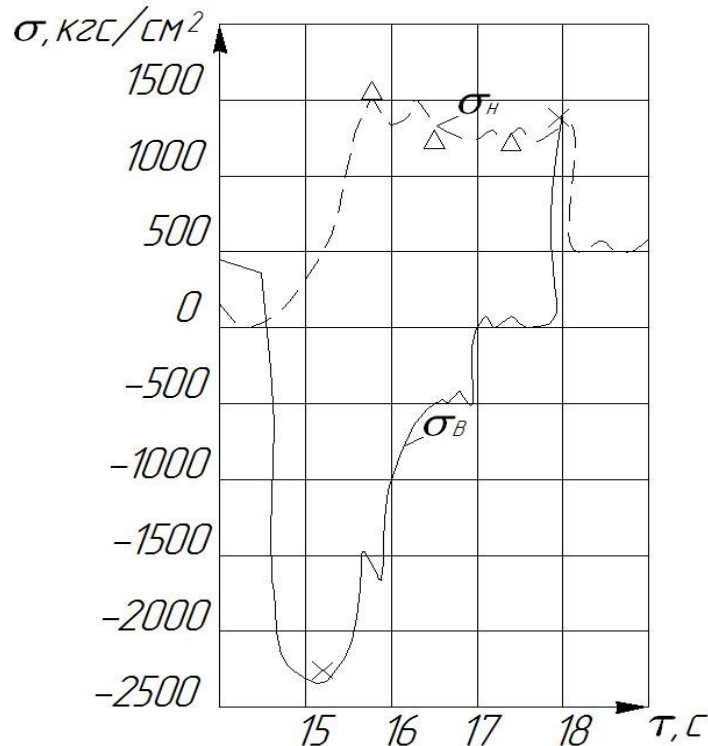


Рис. 2 – Сравнение НДС ( $\sigma_H$ ,  $\sigma_B$ ) авторов [6] при пуске после 48 часов простоя с расчётными данными при 3D моделировании:

$\sigma_H$ ,  $\Delta$  – НДС наружной поверхности ЦВД;  $\sigma_B$ ,  $\times$  – НДС внутренней поверхности ЦВД

Для корпуса стопорного клапана цилиндра высокого давления турбины К-200-130 сравнение расчётной оценки теплового и напряженно-деформированного состояния, проведенной по разработанному комплексному подходу с учетом ремонтно-восстановительных выборок в металле корпуса в ЦВД, было сопоставлено с данными экспериментальных исследований авторов [7]. В этой работе Авруцкий Г.Д., Сенин В.С. и др. использовали метод натурной тензометрии для определения температур на внутренней поверхности стопорного клапана с последующим расчетом напряжений по программе ЦКТИ. Сопоставление значений напряжений на внутренней ( $\sigma_{1B}$ ) поверхности корпуса стопорного клапана АСК ЦВД (рис. 3) с данными расчетной оценки теплового и напряженно-деформированного состояния, проведенной по разработанному комплексному подходу с учетом ремонтно-восстановительных выборок в металле корпуса стопорного клапана ЦВД, показали удовлетворительное совпадение в зоне внутренней поверхности (точки –  $\times$  на рис. 3).

Также было проведено сравнение теплового и напряженно-деформированного состояния элементов паровых турбин, полученного авторами [8] с данными расчетной оценки теплового и напряженно-деформированного состояния, проведенной по разработанному комплексному подходу [9]. Результаты сопоставлений показали, что уровень напряжений для роторов высокого и среднего давления, полученных по данным работы [8], отличается не более чем на (20–25) % при сравнении с расчетными данными при 3D моделировании. Это обусловлено учетом разгрузочных отверстий в дисках рабочих лопаток и измененными граничными условиями по боковым поверхностям дисков.

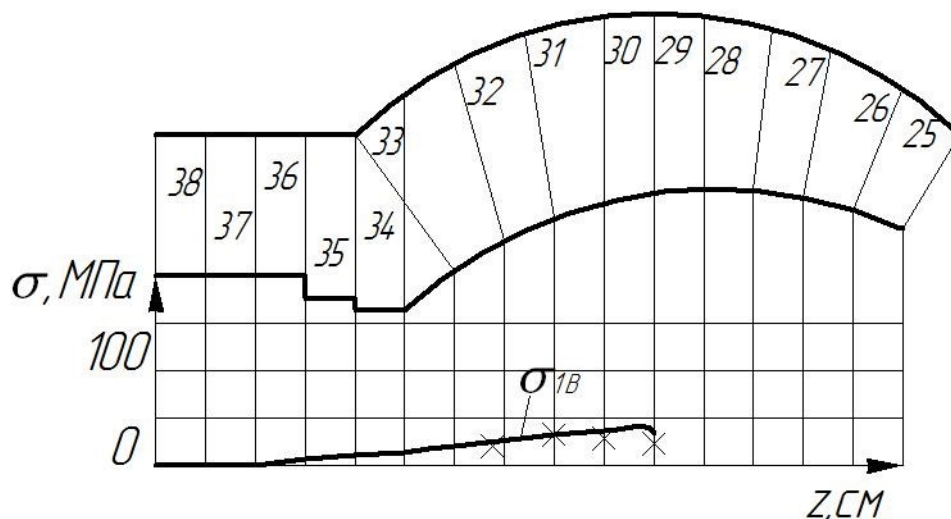


Рис. 3 – Сопоставление НДС ( $\sigma_{1B}$ ) авторов [7] с расчётными данными при 3D моделировании АСК ЦВД:  $\sigma_{1B}$ , × – НДС внутренней поверхности АСК ЦВД

Для корпусов и корпусов стопорных клапанов ЦВД и ЦСД напряженно-деформированное состояние отличается от расчетных исследований других авторов более существенно, иногда на порядок. Это связано со сложностью конструкции этих элементов и невозможностью отразить все ее особенности (фланцы горизонтального разреза, патрубки подвода и отвода пара, дренажные трубки и др.) в оболочечных моделях или двумерных моделях корпусов и корпусов клапанов.

### Выводы

1) Сравнение расчётных и экспериментальных данных напряженно-деформированного состояния высокотемпературных элементов турбины К-200-130 показало, что ротора ЦВД и ЦСД могут быть обследованы по ресурсным характеристикам с помощью 2D моделей. Расчетное исследование НДС совпадает с экспериментальными данными других авторов. Расхождение по температуре нигде не превышает (1–5)%. Расхождение результатов по напряженно-деформированному состоянию не превышает (2–8)% и объясняются применением 3D моделирования в данной работе. Применение 2D моделирования для роторов ЦВД и ЦСД позволит сократить затраты на численный эксперимент, что особенно актуально при создании программных комплексов для автоматизированных систем технической диагностики и счетчика ресурса.

2) Корпуса и корпуса клапанов ЦВД, ЦСД требуют использования 3D моделей из-за сложности их конструкции, наличия фланцев горизонтального разреза и особенностей течения рабочего тела внутри корпусов этих высокотемпературных элементов турбины К-200-130. Расхождение результатов по напряженно-деформированному состоянию 3D моделей на порядок превышает данные по 2D моделям. Такое различие приведет к существенному ухудшению ресурсных характеристик и сокращению сроков эксплуатации корпусов ЦВД, ЦСД, корпусов стопорных клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД.

**Список литературы:** 1. НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій [Текст]. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. 2. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985. – № АЗ-002/7382. – 49 с. 3. РД 34.17.440-96. Методические

указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса [Текст]. – М., 1996. 4. Черноусенко, О. Ю. Оценка малоциклового усталости паровой турбины К-200-130-3 с применением программного комплекса ANSYS и COSMOS [Текст] / О. Ю. Черноусенко, Е. В. Штефан, Д. В. Рындюк, Д. С. Третьяк // Энергетика и электрификация. – 2008. – № 3. – С. 42–48. 5. Исследование напряжённо-деформированного состояния ротора среднего давления турбины К-200-130 ЛМЗ при различных режимах работы [Текст] / Л. К. Белевцева, В. И. Берлянд, Г. А. Цыплятев и др. // Теплоэнергетика. – 1984. – № 6. – С. 27–30. 6. Напряжения в цилиндре высокого давления турбины К-200-130 при различных режимах эксплуатации [Текст] / Н. И. Пригоровский, Г. Х. Хуршудов, Ю. К. Михалев и др. // Теплоэнергетика. – 1973. – № 7. – С. 34–38. 7. Термонапряжённое состояние корпусов регулирующих и стопорных клапанов турбины К-200-130-3 [Текст] / Г. Д. Авруцкий, В. С. Сенин, Е. В. Косякова и др. // Теплоэнергетика. – 1989. – № 12. – С. 53–55. 8. Котельные и турбинные установки энергетических блоков [Текст]. – Москва : Энергия, 1971. – 268 с. 9. Черноусенко, О. Ю. Комплексная оценка остаточного ресурса паровых турбин на примере К-200-130 [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования : сб. научн. трудов. – Харьков : ИПМаш им. Подгорного НАНУ, 2010. – № 4. – С. 128–134.

**Bibliography (transliterated):** 1. ND MPE Ukrainy. Kontrol' metalu i prodovzhennja terminu ekspluatacii' osnovnyh elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplyoh elektrostantsij. Typova instrukcija. SOU-N MPE 40.17.401:2004. Print. 2. RTM 108.021.103. Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost'. No AZ-002/7382. Moscow, 1985. Print. 3. RD 34.17.440-96. Metodicheskie ukazaniya o porjadke provedeniya rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii' sverh parkovogo resursa. Moscow, 1996. Print. 4. Chernousenko, O. Ju., et al. "Ocenka malociklovoj ustalosti parovoj turbiny K-200-130-3 s primeneniem programmnoho kompleksa ANSYS i COSMOS." *Jenergetika i jelektrifikacija*. No 3. 2008. 42–48. Print. 5. Belevceva L. K., et al. "Issledovanie naprjazhenno-deformirovannogo sostojaniya rotora srednego davlenija turbiny K-200-130 LMZ pri razlichnyh rezhimah raboty." *Teplojenergetika*. No 6. 1984. 27–30. Print. 6. Prigorovskij, N. I., et al. "Naprjazhenija v cilindre vysokogo davlenija turbiny K-200-130 pri razlichnyh rezhimah jekspluatacii." *Teplojenergetika*. No 7. 1973. 34–38. Print. 7. Avruckij, G. D., et al. "Termonaprjazhennoe sostojanie korpusov regulirujushhhih i stopornyh klapanov turbiny K-200-130-3." *Teplojenergetika*. No 12. 1989. 53–55. Print. 8. *Kotel'nye i turbinnye ustanovki jenergeticheskikh blokov*. Moscow : Jenergija, 1971. Print. 9. Chernousenko, O. Ju. "Kompleksnaja ocenka ostatochnogo resursa parovyh turbin na primere K-200-130." *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija : sb. nauchn. trudov*. No 4. Kharkov : IPMash NAS of Ukraine, 2010. 128–134. Print.

*Поступила (received) 01.02.2015*

УДК 621.45.038

**А. А. ХАЛАТОВ**, д-р техн. наук, акад.; зав. отделом ИТТФ НАН Украины; НТУУ «КПИ», Киев;

**И. И. БОРИСОВ**, канд. техн. наук, с.н.с.; в.н.с. ИТТФ НАН Украины, Киев;

**М. В. БЕЗЛЮДНАЯ**, м.н.с. ИТТФ НАН Украины, Киев;

**Н. А. ПАНЧЕНКО**, аспирант НТУУ «КПИ»; м.н.с. ИТТФ НАН Украины, Киев;

**Ю. Я. ДАШЕВСКИЙ**, канд. канд. техн. наук; нач. сектора отдела турбин ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев

## ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СПОСОБЫ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ: ВЛИЯНИЕ УСКОРЕНИЯ ОСНОВНОГО ПОТОКА

Представлены результаты экспериментального исследования по влиянию ускорения основного потока на эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности с помощью систем наклонных отверстий, расположенных в углублениях различной формы, а также системой парных отверстий. Ускорение основного потока снижает среднюю эффективность пленочного охлаждения для всех исследованных вариантов. Наиболее заметное влияние ускорение потока проявляется для системы отверстий в «кратерах» и системы парных отверстий, а для системы отверстий в сферических углублениях и в траншее этот фактор практически не оказывает влияние. Проведено обобщение данных, предложены расчетные соотношения.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, перспективные способы, ускорение внешнего потока.

### Введение

Пленочное охлаждение является одним из основных способов тепловой защиты лопаток современных высокотемпературных газовых турбин. Традиционная система пленочного охлаждения поверхностей в виде совокупности дискретных наклонных отверстий цилиндрической формы, выполненных в охлаждаемой стенке, характеризуется рядом недостатков, основной из которых – низкая эффективность, при параметре вдува  $m > 1$  из-за наличия вторичных вихревых структур, разрушающих пленку охладителя и способствующих «подсосу» горячего потока к защищаемой поверхности. Для снижения отрывных явлений и улучшения пространственной равномерности охлаждения предложены системы охлаждения с профилированными отверстиями. Однако, выполнение таких отверстий, имеющих размеры менее одного миллиметра, связано с определенными технологическими трудностями. Поэтому большой практический интерес представляют новые технические решения, не уступающие профилированным отверстиям по эффективности охлаждения, но имеющие более простую технологию изготовления. К таким перспективным решениям, разработанным в последние годы, относятся выпуск охладителя в «мелкие» поверхностные углубления различной формы – «кратеры» [1], траншея [2], сферические сегменты [3], а также системы парных отверстий [4].

### Анализ литературных источников

Отрицательный продольный градиент давления является одним из основных факторов, влияющих на эффективность пленочного охлаждения лопаток турбомашин. Для оценки влияния ускорения потока на газодинамику и теплообмен используется параметр ускорения:

$$K = \frac{v_{\infty}}{w_{\infty}^2} \frac{dw_{\infty}}{dx}, \quad (1)$$

© А.А. Халатов, И.И. Борисов, М.В. Безлюдная, Н.А. Панченко, Ю.Я. Дашевский, 2015



где  $w_\infty$  и  $\nu_\infty$  – скорость и кинематическая вязкость основного потока. По данным ряда работ [5, 6], при параметре ускорения  $K > 3 \cdot 10^{-6}$  начинает сказываться ламинаризация потока, при этом существенно снижается интенсивность теплообмена. Для реальных условий эксплуатации лопаток газовых турбин значение параметра ускорения находится в интервале  $0,5 \cdot 10^{-6} \dots 2 \cdot 10^{-6}$ , т.е. влияние ламинаризации можно не учитывать.

Большинство опубликованных работ по влиянию ускорения основного потока на эффективность пленочного охлаждения относятся к традиционным системам вдува – сплошной щели и однорядным системам круглых наклонных отверстий. Изучены различные варианты по геометрии и параметру вдува, параметру ускорения. В результате анализа этих работ можно отметить основные закономерности, характеризующие влияние отрицательного продольного градиента давления на эффективность пленочного охлаждения.

В работе [7] исследовано влияние продольного отрицательного градиента давления на эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности при щелевом тангенциальном вдуве. Получено, что ускорение потока снижает значение эффективности и для учета фактора влияния отрицательного продольного градиента давления предложено простое эмпирическое соотношение:

$$\varepsilon_{dp} = \frac{\eta(x)}{\eta_0} = \left( \frac{w_\infty(x)}{w_{\infty \text{ вх}}} \right)^{-n}, \quad (2)$$

где  $w_{\infty \text{ вх}}$  и  $w_\infty(x)$  – скорость основного потока на входе и в произвольном сечении «х»;  $\eta_0$  и  $\eta(x)$  эффективность безградиентного и ускоряющегося потока в сечении «х»;  $n = 0,2$  – значение показателя степени, предложенное в работе [7].

По мнению автора [8] основной причиной снижения эффективности пленочного охлаждения в условиях ускорения потока является увеличение поперечного градиента скорости и уменьшение толщины пограничного слоя, приводящее к более интенсивному перемешиванию охладителя и основного потока.

В работе [9] исследовано влияние ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности, рассмотрены варианты с подачей охладителя из наклонной плоской щели и из ряда наклонных цилиндрических отверстий ( $\alpha = 30^\circ$ ) с относительным поперечным шагом  $t/d = 2,5$  и при  $K = 0,76 \dots 2,62 \cdot 10^{-6}$ . Для конфигурации наклонных отверстий обнаружено некоторое увеличение эффективности на начальном участке (до  $x/d \approx 15$ ), которое имеет место в диапазоне параметра вдува  $0,35 < m < 1,2$ . По мнению авторов, при  $m > 0,35$  градиент давления изменяет траекторию струй, уменьшается их отделение от поверхности, улучшается поперечное распределение охладителя. На основном участке (данные приведены для  $x/d = 62$ ) ускорение потока снижает эффективность пленочного охлаждения.

В работе [10] исследовано влияние продольного градиента давления на эффективность пленочного охлаждения при вдуве из одиночного ряда круглых наклонных отверстий ( $\alpha = 30^\circ$ ). Авторы считают, что снижение эффективности является результатом роста турбулентности потока, т.е. увеличения скорости перемешивания струй с основным потоком. Также было получено, что вблизи отверстий вдува имела место более высокая эффективность при всех параметрах вдува.

В работе [11] с использованием технологии жидких кристаллов исследована эффективность пленочного охлаждения при ускорении основного потока около вогнутой поверхности. Было исследовано 5 геометрий – три с цилиндрическими отверстиями и две – с профилированными. Параметр ускорения был примерно постоянным по длине ( $K \approx 0,5 \cdot 10^{-6}$ ). Параметр вдува изменялся в диапазоне  $0,5 < m < 2,5$ . Авторы отмечают, что для всех рассмотренных конфигураций ускорение потока снижает адиабатическую эффективность на 20...40 %. Однако для цилиндрических отверстий при  $m = 1,5$  на начальном участке при  $x/d < 15$  получено увеличение эффективности на 20 %. Предполагается, что это связано со снижением отрыва выдуваемой струи при ускорении основного потока. Значение показателя степени « $n$ » в соотношении (2) составило 0,24.

Таким образом, можно сделать вывод, что на основном участке пленочного охлаждения ускорение потока снижает эффективность. На начальном участке при вдуве из системы наклонных цилиндрических отверстий имеет место некоторое повышение эффективности. Влияние отрицательного продольного градиента давления для перспективных систем пленочного охлаждения практически не исследовано. Поэтому целью настоящей работы является экспериментальное изучение влияния ускорения основного потока на эффективность пленочного охлаждения для систем наклонных отверстий в углублениях, а также для системы парных отверстий (называемой в литературе также двухструйной).

#### **Экспериментальная установка и методика проведения измерений**

Эксперименты выполнены в аэродинамической трубе открытого типа, работающей от центробежного вентилятора ВВД-5. Атмосферный воздух (первичный поток) от вентилятора подавался в ресивер и далее поступал в рабочий участок. Равномерное по сечению поле скорости на входе в рабочий участок обеспечивалось установкой на выходе из ресивера спрямляющей сетки и прямоугольного сужающегося сопла, спроектированного по профилю Витошинского. Входное сечение сопла составляет  $400 \times 300 \text{ мм}^2$ , а выходное —  $294 \times 34 \text{ мм}^2$  (соотношение входной и выходной площадей  $F_{\text{вх}}/F_{\text{вых}} = 12$ ), длина сопла равна 350 мм. Интенсивность турбулентности потока на входе в рабочий участок не превышала 1 %. После рабочего участка воздушный поток поступал в успокоительную емкость и далее выбрасывался в атмосферу. Для исследования эффективности пленочного охлаждения использовано обратное направление теплового потока: основной поток холодный, а вторичный — нагретый. Вдуваемый воздух (вторичный поток) от индивидуального компрессора через регулирующий вентиль, расходомер (ротаметр) и электронагреватель подавался в рабочий участок через систему парных отверстий.

Схема экспериментального канала представлена на рис. 1 (показан вариант с ускорением потока, в экспериментах с безградиентным потоком сменный профиль отсутствовал, и верхняя стенка была плоской). Он имеет прямоугольное сечение ( $294 \times 34 \text{ мм}^2$ ), которое соответствует выходному сечению сопла Витошинского. Нижняя стенка рабочего участка содержит пластину вдува, выполненную из оргстекла и адиабатную пластину из асбоцемента ( $\lambda = 0,17 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ ). В пластину заподлицо с поверхностью вмонтированы 9 хромель-алюмелевых термопар, расположенных в продольном направлении на одной линии с постоянным по длине шагом (10 мм). В установке предусмотрена возможность перемещения адиабатной пластины поперек потока для определения локальных значений эффективности пленочного охлаждения. Расстояние от «среза» сопла Витошинского до первого ряда отверстий  $L_0 = 130 \text{ мм}$ , до начала координаты « $x$ » (срез отверстий второго ряда)  $L_1 = 145 \text{ мм}$ .

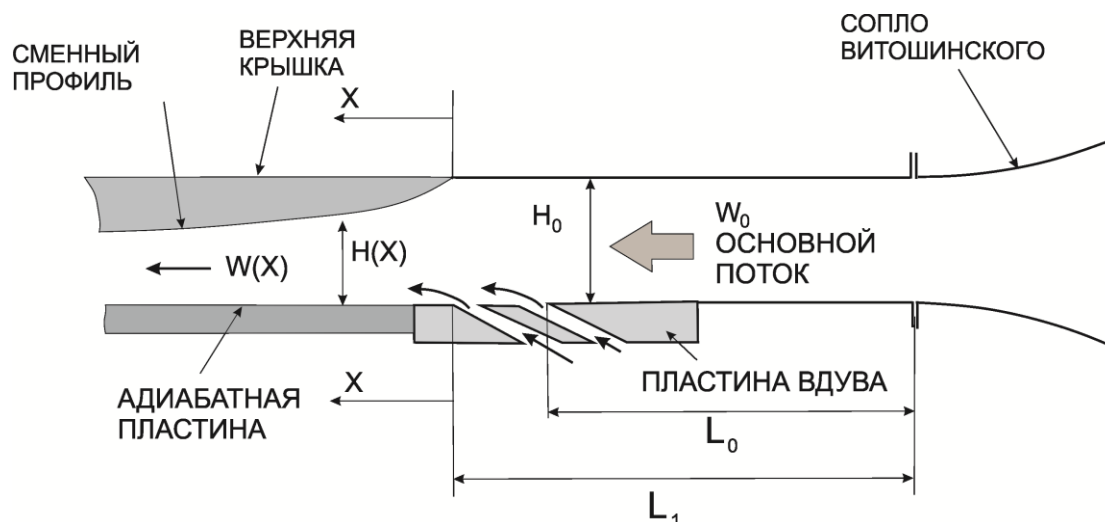


Рис. 1 – Схема экспериментального канала

В экспериментах с ускорением потока поочередно использовались два сменных профиля, которые крепились снизу к верхней крышке рабочего участка (рис. 1). Высота канала на входе  $H_0$  составляла 34 мм. Профиль № 1 обеспечивал уменьшение поперечного сечения канала на выходе примерно в полтора раза, а профиль № 2 – примерно в два раза. Обратного перехода потока в экспериментах не достигалось, что контролировалось величиной параметра ускорения  $K$ . Профили проектировались таким образом, чтобы параметр ускорения  $K$  соответствовал условиям течения, близким к течению в межлопаточном канале газовой турбины. В экспериментах профиль № 1 обеспечивал изменение абсолютной величины  $K$  от  $0,5 \cdot 10^{-6}$  до  $2,0 \cdot 10^{-6}$ , а профиль № 2 – от  $10^{-6}$  до  $3 \cdot 10^{-6}$ .

#### Исследованные системы вдува

Исследованы четыре варианта перспективных систем вдува (рис. 2) – два однорядных (вдув в «кратеры» и траншею) и два двухрядных (вдув в сферические углубления и через систему парных отверстий). Диаметр отверстия  $d$  во всех исследованных вариантах составлял 3,2 мм, угол наклона  $\alpha$  осей отверстий к адиабатной поверхности –  $30^\circ$ .

Поперечный шаг отверстий для однорядных вариантов («кратеров» и траншеи) составлял  $t = 10$  мм ( $t/d \approx 3,0$ ). Диаметр «кратеров»  $D$  и ширина траншеи  $B$  соответствовали размеру эллипса наклонного отверстия, т.е. были «вписаны» в «кратер» или в траншею. Глубина «кратеров» и траншеи была одинаковой  $h = 2,4$  мм ( $h/d \approx 0,75$ ). Продольное расстояние « $x$ » отсчитывалось от «среза» отверстия, поперечное расстояние  $Z$  отсчитывалось от центральной линии одного из отверстий.

В двухрядной системе отверстий в сферических углублениях диаметр углубления  $D$  составлял 8 мм, глубина  $h = 4$  мм ( $h/D = 0,5$ ), поперечный шаг углублений (отверстий)  $t = 16$  мм ( $t/d = 5$ ), а продольный  $t_1 = 8$  мм ( $t_1/d = 2,5$ ).

В системе парных отверстий поперечные углы наклона проекций осей отверстий на плоскость пластины  $\beta_1$  и  $\beta_2$  составляли  $25^\circ$ , поперечный шаг отверстий  $t = 12,8$  мм ( $t/d = 4,0$ ), продольный шаг между первым и вторым рядом  $t_1 = 10$  мм ( $t_1/d = 3,125$ ), зазор  $\Delta = 3,2$  мм ( $\Delta/d = 1,0$ ).

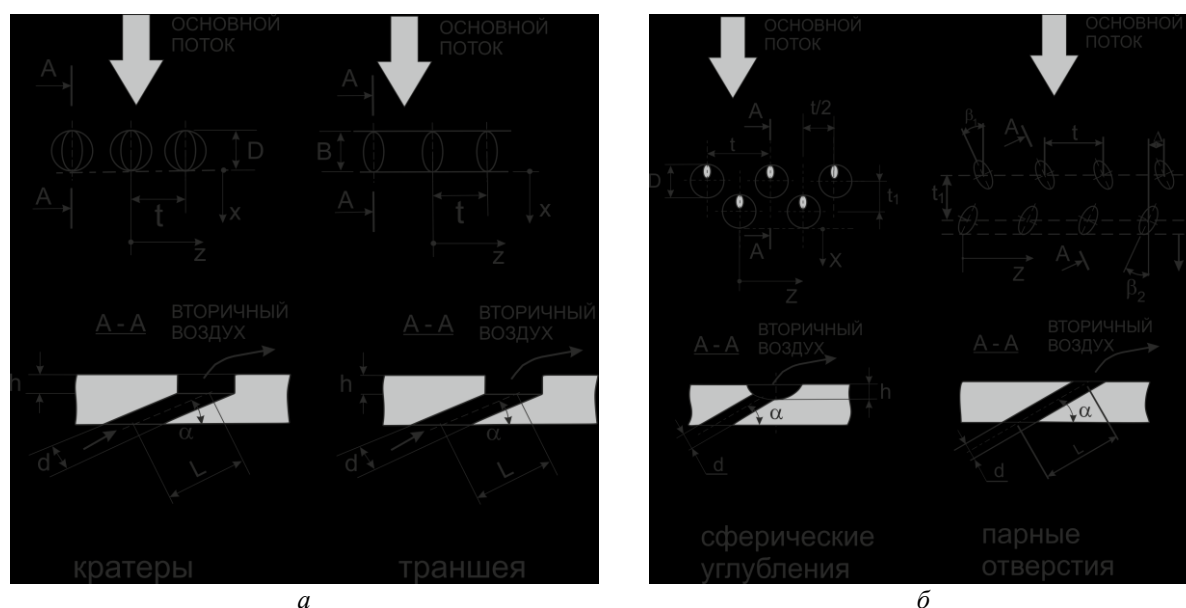


Рис. 2 – Схемы исследованных систем вдува:  
 а – однорядные конфигурации; б – двухрядные конфигурации

### Результаты и их обсуждение

Опытные данные по влиянию ускорения потока на среднюю по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения (рис. 3) представлены в виде зависимости от приведенной скорости основного потока  $w/w_0$ , которая характеризует отношение внешней скорости воздушного потока в текущем сечении рабочего участка к скорости на входе.

При такой обработке полученные зависимости носят достаточно универсальный характер. На рис. 3 представлены данные для обоих профилей, использованных в настоящих исследованиях. Как видно, при ускорении потока средняя эффективность пленочного охлаждения уменьшается по длине пластины для всех исследованных вариантов. Причиной снижения эффективности пленочного охлаждения в условиях ускорения потока является увеличение поперечного градиента скорости и уменьшение толщины пограничного слоя [8], приводящее к более интенсивному перемешиванию охладителя и основного потока. Для более детального анализа влияния ускорения на эффективность необходимы дальнейшие исследования пристеночной структуры потока.

Обобщение данных позволило получить значения показателя « $n$ » в уравнении (2), которые представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Значение показателя « $n$ » в уравнении (2)

Вариант	«кратеры»	траншея	сферические углубления	парные отверстия
Значение показателя « $n$ » в уравнении (2)	0,25	0,18	0,16	$n = 0,15 + 0,57 \exp(-m)$ $m$ — параметр вдува

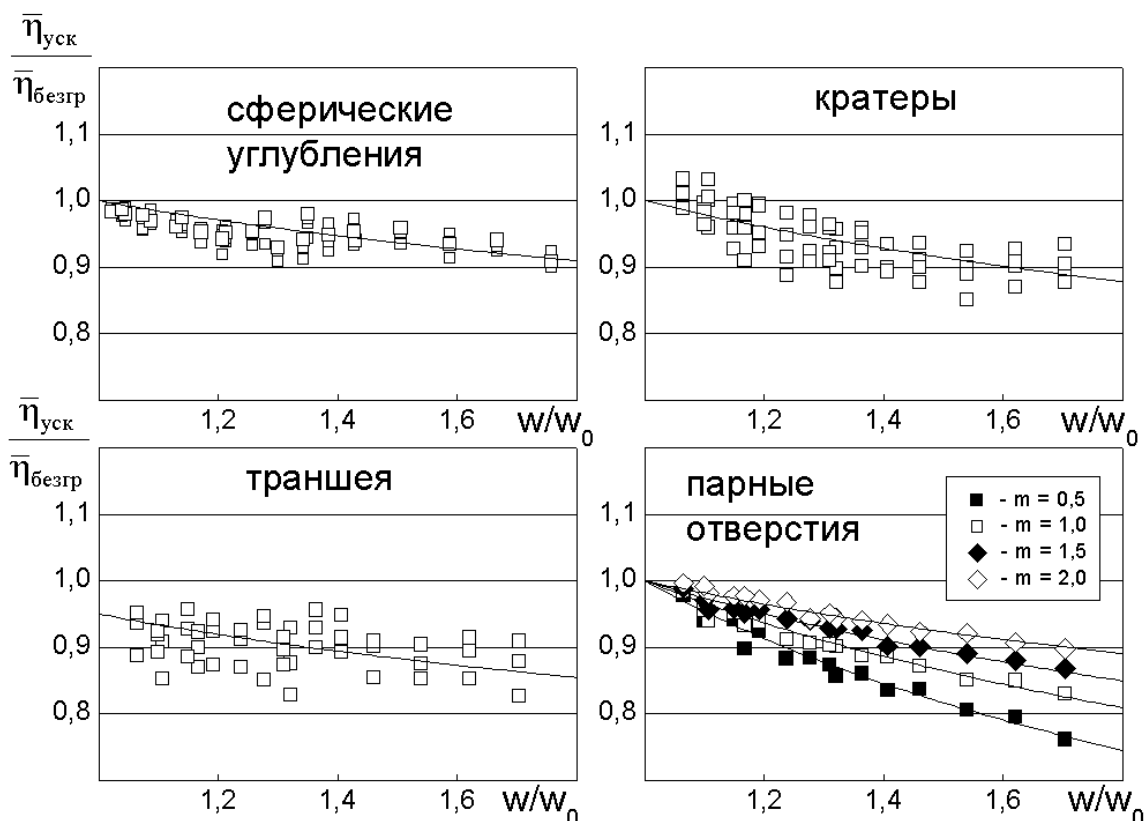


Рис. 3 – Влияние фактора ускорения ( $w/w_0$ ) основного потока на среднюю по ширине пластины эффективность пленочного охлаждения для исследованных схем

Наименьшее влияние ускорения потока на эффективность охлаждения имеет место для системы отверстий в сферических углублениях и траншее, наиболее сильно этот фактор проявляется для системы отверстий в «кратерах» и системы парных отверстий. Можно также отметить, что для системы отверстий в «кратерах» наблюдается некоторое увеличение эффективности на начальном участке, характерное также для однорядной системы традиционных наклонных отверстий. Для остальных исследованных схем данный эффект обнаружен не был. Для системы парных отверстий имеет место достаточно сильная зависимость от параметра вдува – при малых значениях « $m$ » влияние ускорения потока проявляется более значительно.

#### Выводы

Ускорение основного потока снижает среднюю эффективность пленочного охлаждения для всех исследованных вариантов. Наиболее слабое влияние ускорения потока имеет место для системы отверстий в сферических углублениях и в траншее, а наиболее сильно этот фактор проявляется для системы отверстий в «кратерах» и системы парных отверстий. Для варианта отверстий в «кратерах» на начальном участке наблюдается некоторое повышение эффективности пленочного охлаждения. В результате обобщения данных получены соотношения для расчета влияния ускорения потока на эффективность пленочного охлаждения.

**Список литературы:** 1. Lu, Y. Film cooling measurements for cratered cylindrical inclined holes [Electronic resource] / Y. Lu, A. Dhungel, S. V. Ekkad, R. S. Bunker // ASME Paper 2007-27386. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Title from the screen. 2. Lu, Y. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches [Text] / Y. Lu, A. Dhungel, S. V. Ekkad, R. S. Bunker // Trans. of the ASME. J. of Turbomachinery.

– 2009. – Vol. 131, No. 1. – P. 011003–011013. – ISSN 0889-504X. **3.** Халатов, А. А. Эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности системой наклонных отверстий, расположенных в сферических углублениях [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, А. С. Коваленко, Ю. Я. Дашевский, С. В. Шевцов // Промышленная теплотехника. – 2012. – Т. 34, №3 – С. 5–12. – ISSN 0204-3602. **4.** Kusterer, K. Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement [Electronic resource] / K. Kusterer, A. Elyas, D. Bohn, T. Sugimoto, R. Tanaka, M. Kazari // ASME Paper GT2010-22604. – 13 p. – 1 CD-ROM. – Title from the screen. **5.** Back, L. H. Laminarization of a turbulent boundary layer in nozzle flow – boundary layer and heat transfer measurements with wall cooling [Text] / L. H. Back, R. F. Cuffel, P. F. Massier // Trans. of the ASME. Journal of Heat Transfer. – 1970. – Vol. 92, № 3. – P. 333–342. **6.** Ковальногов, Н. Н. Теплообмен в соплах в условиях ламинаризации потока [Текст] / Н. Н. Ковальногов // Промышленная теплотехника. – 1982. – Т. 4, № 5. – С. 59–64. **7.** Hartnett, J. P. Velocity distributions, temperature distributions effectiveness and heat transfer in cooling of a surface with a pressure gradient [Text] / J. P. Hartnett, R.C. Birkebak, E.R.G. Eckert // International Development in Heat Transfer. – Trans. ASME, sect A. – 1961. – Part 4. – P. 682–689. **8.** Gao, Z. Experimental investigation of film cooling effectiveness on gas turbine blades [Text] : PhD Dissertation : Mechanical Engineering, August 2007. – Zhihong Gao. Texas A&M University, 2007. – 151 p. **9.** Teekaram, A. J. H. Film cooling in the presence of mainstream pressure gradients [Text] / A. J. H. Teekaram, C. J. P. Forth, T. V. Jones // Trans. of the ASME. Journal of Turbomachinery. – 1991. – Vol. 113, № 3. – P. 484–492. **10.** Schmidt, D. L. Pressure Gradient Effects on Film Cooling [Electronic resource] / D. L. Schmidt, D. G. Bogard // ASME Turbo Expo. – 1995. – 95-GT-18. – 1 CD-ROM. – Title from the screen. **11.** Lutum, E. An experimental investigation of fillm cooling on a convex surface subjected to favourable pressure gradient flow [Text] / E. Lutum, J. Wolfersdorf, K. Semmler, J. Dittmar, B. Weigand // Int. Journal of Heat and Mass Transfer. – 2001. – Vol. 44. – P. 939–951.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Lu Y., et al. "Film cooling measurements for cratered cylindrical inclined holes." *ASME Paper 2007-27386*. CD-ROM. **2.** Lu, Y., et al. "Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches." *Trans. of the ASME. J. of Turbomachinery* 131.1 (2009): 011003–011013. Print. ISSN 0889-504X **3.** Khalatov, A. A., et al. "Jеffektivnost' plenochnogo ohlazhdenija ploskoj poverhnosti sistemoj naklonnyh otverstij, raspolozhennyh v sfericheskijh uglubljenijah." *Promyshlennaja teplotehnika* 34.3 (2012): 5–12. Print. ISSN 0204-3602. **4.** Kusterer, K., et al. "Film cooling effectiveness comparison between shaped- and double jet film cooling holes in a row arrangement." *ASME Paper GT2010-22604*. CD-ROM. **5.** Back, L. H., R. F. Cuffel and P. F. Massier. "Laminarization of a turbulent boundary layer in nozzle flow – boundary layer and heat transfer measurements with wall cooling." *Trans. of the ASME. Journal of Heat Transfer*. 92.3 (1970): 333–342. Print. **6.** Koval'nogov, N. N. "Теплообмен в соплах в условиях ламинаризации потока." *Promyshlennaja teplotehnika* 4.5 (1982): 59–64. Print. **7.** Hartnett, J. P., R. C. Birkebak and E. R. G. Eckert. "Velocity distributions, temperature distributions effectiveness and heat transfer in cooling of a surface with a pressure gradient." *International Development in Heat Transfer. Trans. ASME, sect A. Part 4*. 1961. 682–689. Print. **8.** Gao, Z. *Experimental investigation of film cooling effectiveness on gas turbine blades : PhD Dissertation: Mechanical Engineering, August 2007*. Zhihong Gao. Texas A&M University, 2007. Print. **9.** Teekaram A. J. H., C. J. P. Forth and T. V. Jones. "Film cooling in the presence of mainstream pressure gradients." *Trans. of the ASME. Journal of Turbomachinery* 113.3 (1991): 484–492. Print. **10.** Schmidt, D. L., and D. G. Bogard. "Pressure Gradient Effects on Film Cooling." *ASME Turbo Expo, 95-GT-18*. CD-ROM. **11.** Lutum, E., et al. "An experimental investigation of fillm cooling on a convex surface subjected to favourable pressure gradient flow." *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*. 44 (2001): 939–951. Print.

*Поступила (received) 10.02.2015*

УДК 621.438 : 621.45.038.3

**А. И. ТАРАСОВ**, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;  
**ЧАН КОНГ ШАНГ**, канд. техн. наук.; НТУ «ХПИ»;  
**О. А. ЛИТВИНЕНКО**, канд. техн. наук.; доц. НТУ «ХПИ»;  
**И. А. МИХАЙЛОВА**, ст. преподаватель НТУ «ХПИ»

## КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД РАСЧЁТА СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ РОТОРОВ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Предложен комплексный метод расчета систем охлаждения газовых турбин на основе сращивания метода расчета гидравлических сетей и метода расчета течения и теплообмена вязкой сжимаемой жидкости. Показана возможность его использования для решения практических задач охлаждения роторов газовых турбин, имеющих сложные конфигурации внутренних полостей. Результаты расчета свидетельствуют, что оба метода дают близкие значения параметров охлаждающей среды, при этом комплексный метод является более информативным.

**Ключевые слова:** газовая турбина, ротор турбины, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи, расход воздуха.

### Введение

Системы воздушного охлаждения современных газовых турбин представляют собой разветвленные гидравлические сети, структурной единицей которых является элементарный канал. Каналы могут быть пассивного и активного типов. Математическая модель пассивного канала обычно содержит гидравлическую модель, которая отражает падение полного давления в функции массового расхода

$$\Delta P^* = P_1^* - P_2^* = \zeta \frac{\rho w^2}{2} = \zeta \frac{G^2}{2\rho F^2} = rG^2, \quad (1)$$

где  $\rho$  – плотность теплоносителя;  $F$  – площадь проходного сечения канала;  $w$  – среднemasсовая скорость;  $G$  – массовый расход; индексы 1 и 2 относятся соответственно к входному и выходному сечениям канала.

Целью расчета системы охлаждения является определение расходов теплоносителя и его температур во всех ветвях и узлах гидравлической сети при условии задания во внешних узлах значений полного давления и полной температуры.

Коэффициент сопротивления  $\zeta$  для большинства типов каналов, в которых имеет место однонаправленный характер движения воздуха, определяется по эмпирическим зависимостям с достаточной точностью [1]. Однако в некоторых случаях характер движения воздуха имеет сложный характер. К таким случаям относится движение воздуха в придисковых зазорах роторов газовых турбин. Здесь воздух увлекается ротором во вращательное движение и движется, как правило, от оси вращения вдоль радиуса к ободу диска. Затем одна часть воздуха попадает в проточную часть турбины, а остальная часть перемещается к поверхности статора и движется к оси вращения. Таким образом, в придисковых зазорах роторов образуется циркуляционное движение, что приводит к значительным трудностям в определении коэффициента гидравлического сопротивления.

Для расчета систем охлаждения газовых турбин в настоящее время успешно используется программный комплекс *ТНА*, который позволяет определять температурное поле охлаждаемых элементов газовых турбин и параметры воздуха в разветвленных сетях охлаждения [2]. Тем не менее, наиболее сложной для анализа

© А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова, 2015

проблемой является расчёт течения воздуха в придисковых зазорах. В связи с этим в *ТНА* был внедрен достаточно совершенный метод расчета центробежного эффекта в придисковых зазорах роторов турбин.

Альтернативой указанному подходу является *CFD*-подход, т.е. численный анализ охлаждения ротора турбины со всеми внутренними полостями, заполненными воздухом или газом. Этот подход снимает практически все проблемы, связанные со сложным характером течения в полостях ротора. Однако он чрезвычайно трудоемкий и может быть использован в лучшем случае для верификации уже разработанной системы охлаждения.

Анализируя эти два подхода, возникла идея создания метода, который сочетал бы *CFD* и сетевой анализ систем охлаждения в едином комплексе.

### Комплексный метод анализа охлаждения роторов газовых турбин

Предлагаемый здесь метод позволяет упростить *CFD*-анализ охлаждения роторов турбин за счет замены мелких элементов (отверстий, лабиринтовых уплотнений и т.д.) воображаемыми каналами, которые обеспечивают перетекание воздуха из одной полости в другую. Очевидно, что в этом случае значительно снижаются требования к размерам расчетных сеток, что ставит *CFD* расчет в ряд инженерных. При этом объектом *CFD* анализа является ротор турбины и его полости, заполненные воздухом или газом. Полости между собой соединяются системой каналов, падение давления в которых описывается зависимостью (1). Теплоотдача в каналах определяется известными критериальными уравнениями. На общих границах сеток твердого тела и жидкости реализуются граничные условия четвертого рода.

Совместное интегрирование системы дифференциальных уравнений, описывающих движение, теплообмен вязкой жидкости и теплопроводность твердого тела с одной стороны и расчет расходов среды и теплообмена в системе каналов, соединяющих отдельной области, зависит от используемого *CFD*-кода и заложенных в него возможностей. В качестве платформы для комплексного метода оказалось удобным использовать программный *CFD*-продукт *FLUENT*, который позволяет использовать написанные пользователем на языке программирования «C» отдельные программы (*UDF – user defined function*). Таким образом, имеется возможность полностью перевести расчет гидравлических сетей, реализованный в программном комплексе *ТНА*, на платформу *FLUENT*.

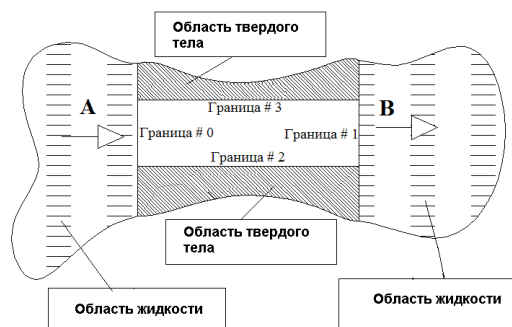


Рис. 1 – Модель канала

Рассмотрим для примера лабиринтовое уплотнение или иной какой-либо кольцевой канал, соединяющий две полости *A* и *B* (рис. 2). Полости *A*, *B*, а также области твердого тела являются предметом *CFD* анализа. Полости *A* и *B* имеют общие границы с проточной частью турбины, что позволяет задать на них в качестве граничных условий давление и температуру газа. Канал в твердом теле обеспечивает перетекание воздуха между областями, а также определяет отвод теплоты от тела.

Канал имеет четыре границы: две из них используются для входа и выхода жидкости, остальные – для теплового контакта жидкости с твердым телом. Вначале в течение ряда итераций выполняется сопряженный *CFD* расчет для несоединенных



между собой областей жидкости и твердого тела (ротора). При этом перетекание жидкости из полости *A* в полость *B* отсутствует. Не дожидаясь полной сходимости процесса, выполняется подключение пользовательских функций, которые выполняют следующие вычисления.

На границах канала #0, #1 определяются средние значения статического давления и температуры  $P_0, P_1, T_0, T_1$ . По этим значениям определяются средние по каналу и на границах #0, #1 значения плотности, теплопроводности, вязкости. Используя (1) находится средняя скорость жидкости в канале и с учетом изменяющейся плотности скорости на входе в канал и выходе из него. Эти значения скоростей являются граничными условиями для границ соответствующих областей, к которым примыкают каналы. Используя значения температуры на твердых границах #2, #3 находятся средние значения температуры  $T_2, T_3$  и средняя температура поверхности канала. Далее зная параметры потока, по одному из критериальных уравнений для конкретного типа канала

$$Nu = f(Re, Pr, \dots) \quad (2)$$

рассчитывается средний коэффициент теплоотдачи в канале и подогрев воздуха, т.е. находится температура воздуха на выходе из канала  $T_1$ .

Далее с помощью *UDF* функций на границах #0, #1, #2, #3 задаются новые значения условий. На границах #0, #1 задаются скорости и полные температуры воздуха, на границах #2, #3 – граничные условия третьего рода. Опыт показывает, что пересчет условий в канале не может выполняться на каждой итерации, так как это приводит к раскачке процесса решения. Пример сходимости процесса показан для примера на рис. 2. Здесь всплески на кривых соответствуют подключению скорректированных граничных условий. На рис. 3 показан блок-схема расчёта комплексным методом.

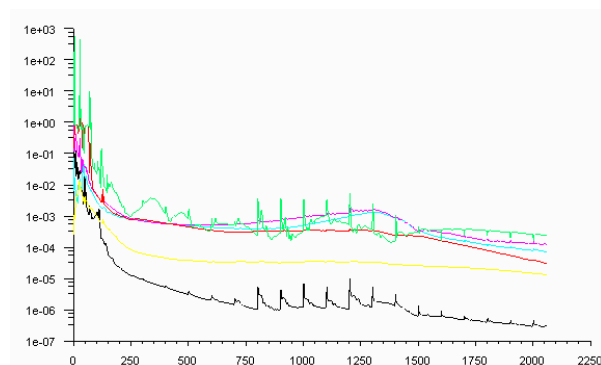


Рис. 2 – Процесс сходимости к решению при проведении коррекции граничных условий через 100 итераций

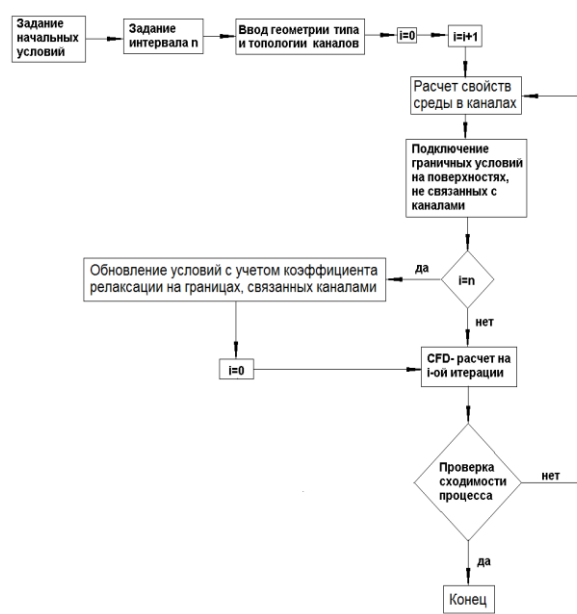


Рис. 3 – Блок-схема комплексного метода расчета

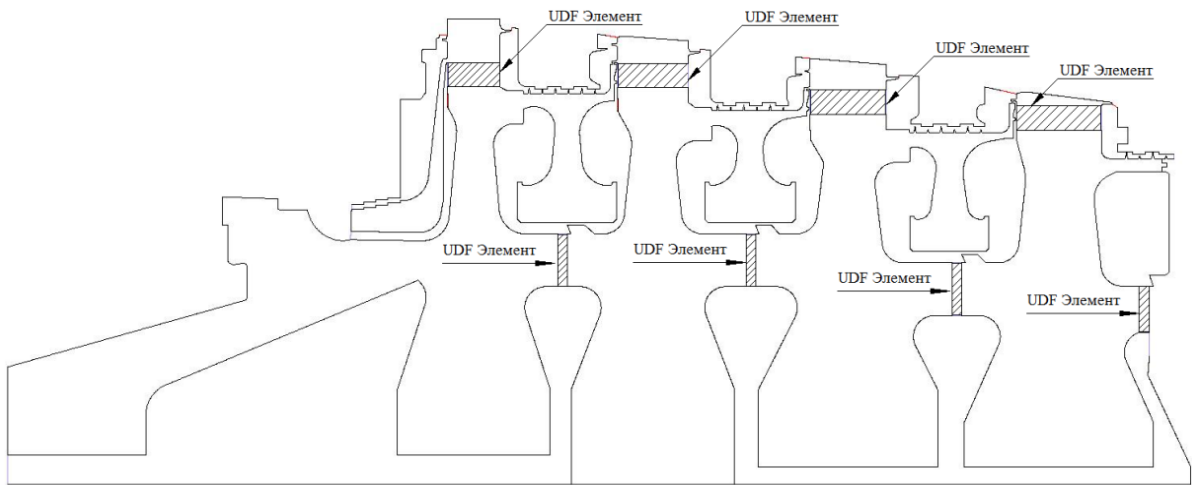


Рис. 4 – Модель системы охлаждения ротора с использованием *UDF*

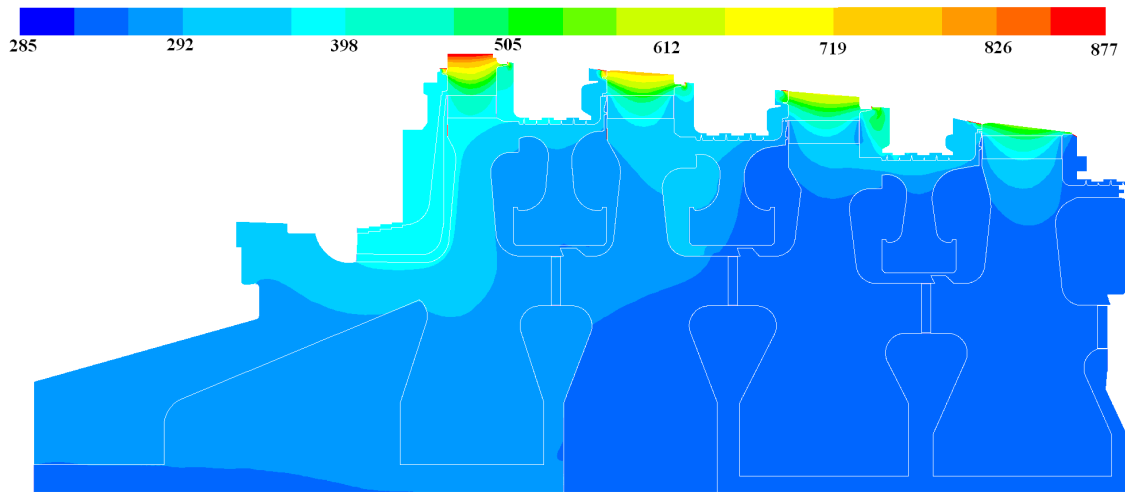


Рис. 5 – Температурное поле ротора и воздуха в полостях ротора

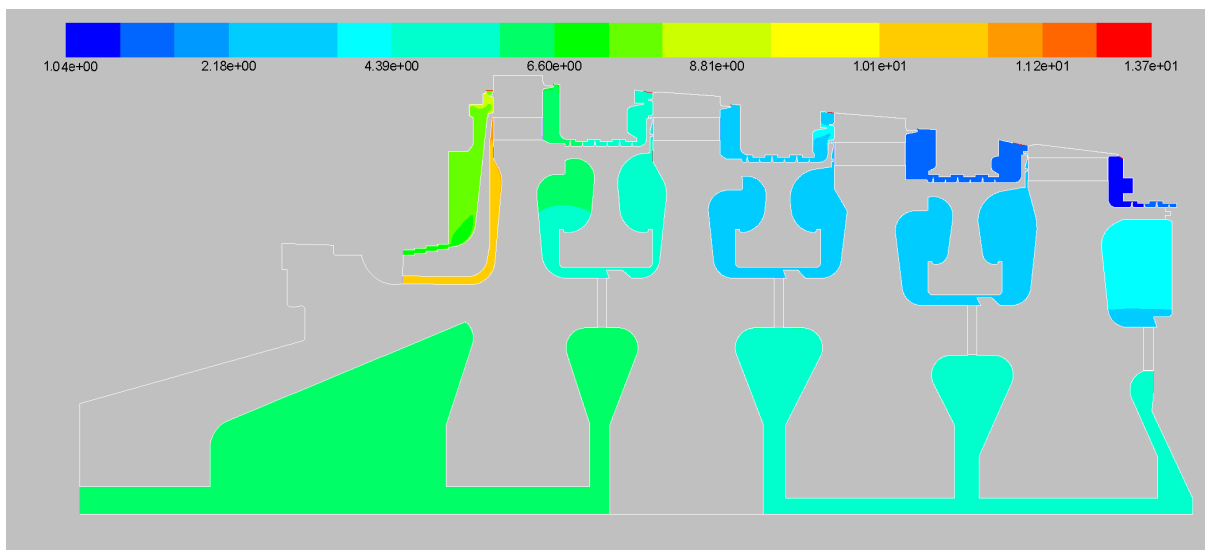


Рис. 6 – Давление воздуха в полостях ротора

### Пример расчёта системы охлаждения ротора

Для того чтобы оценить возможности комплексного метода был выполнен расчет системы охлаждения ротора энергетической газовой турбины комплексным и сетевым методами.

Расчет системы охлаждения ротора в *CFD*-программе комплексным методом, т.е. с использованием специальных каналов охлаждения (*UDF* – *user defined function*) был проведен в осесимметричной постановке (рис. 4), что делало невозможным включение рабочих лопаток как таковых. Поэтому рабочие лопатки не рассматривались, а их тепловое влияние на ротор учитывалось соответствующими граничными условиями третьего рода на ободе дисков.

Геометрия ротора была построена в соответствии реальным размерам. В монтажных зазорах дисков от первой до четвертой ступеней каналы охлаждения (*UDF*-элементы) представляли собой прямоугольные каналы. В диске первой ступени *UDF*-элемент содержал 428 каналов длиной 103 мм, во второй ступени – 344 каналов длиной 139 мм, в третьей ступени – 356 каналов длиной 149 мм, в четвертой ступени – 388 каналов длиной 167 мм. Все прямоугольные каналы имели одинаковые поперечные размеры: ширину 9,5 мм и высоту 0,45 мм. В местах соединения дисков имелись шпоночные отверстия, которые заменялись *UDF*-элементами. *UDF*-элемент между дисками первой и второй ступеней представлял собой 16 прямоугольных каналов длиной 101 мм, шириной 76 мм, высотой 18 мм, между дисками второй и третьей ступеней располагалось 8 прямоугольных каналов длиной 101 мм, шириной 50 мм, высотой 8 мм, между дисками третьей и четвертой 8 прямоугольных каналов длиной 100 мм, шириной 50 мм, высотой 9 мм. При расчете использовался файл, содержащий описание топологии, размеров каналов и другую необходимую информацию. Для сглаживания процесса сходимости использовался релаксационный коэффициент. Сетка модели ротора и сетка, относящаяся к жидкости, суммарно насчитывала 445323 элементов. Безразмерное расстояние  $Y^+$  от твердой границы до центра элемента жидкости было менее единицы, что обеспечивало корректный расчет трения и потоков теплоты на границах смежных областей жидкости и твердого тела.

Выполнение всех необходимых расчетов в каналах охлаждения и обновление граничных условий, выполнялось через каждые 60 итераций, что позволяло при использовании релаксационного коэффициента равного 0,1 получить хорошую сходимость процесса.

Как уже отмечалось, комплексный метод позволяет получить подробную информацию о работе системы охлаждения. В частности был выполнен анализ температуры ротора и воздуха (рис. 5), давление воздуха в системе охлаждения (рис. 6), расходы воздуха.

Параллельно был проведен расчет системы охлаждения ротора с помощью комплекса *ТНА*. В результате оказалось, что общий расход воздуха, полученный двумя методами, практически совпадает и равен 33 кг/с.

Максимальные температуры полок лопаток при использовании комплекса *ТНА* оказались равными для первой, второй, третьей и четвертой ступени соответственно 858, 732, 624, 508 °С. Температуры обода диска соответственно равнялись 420, 400, 390, 308 °С. При использовании комплексного метода температуры полок лопаток равнялись соответственно 877, 751, 644, 532 °С. Обода дисков были нагреты до температур соответственно 436, 402, 398, 318 °С. Это означало, что при использовании методов *ТНА* и *CFD* разница температур примерно (20–30) °С. Максимальная отличие давлений составило 0,3 бар.

### Выводы

1) Разработан комплексный метод расчёта охлаждения роторов турбин, основанный на сопряженном *CFD* анализе течения и теплообмена воздуха в полостях роторов и теплового состояния тела ротора.

2) Выполнен анализ охлаждения ротора энергетической газовой турбины путем решения сопряженной задачи теплообмена и гидравлики (*ТНА*) с одной стороны и путем решения комплексным методом с другой стороны.

3) Показано, что оба метода дают близкие значения температуры ротора турбины, что свидетельствует о возможности их применения для решения практических задач охлаждения газовых турбин.

4) Комплексный метод расчёта является более информативным по сравнению с методом сопряженной задачи теплообмена и гидравлики (*ТНА*) и поэтому может быть рекомендован для расчета системы охлаждения роторов с произвольной формой придисковых зазоров.

**Список литературы:** 1. Швец, И. Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И. Т. Швец, Е. П. Дыбан. – Киев : Наукова думка, 1974. – 488 с. 2. ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) / А. И. Тарасов, А. И. Долгов: Свидетельство об официальной регистрации программ для ЭВМ №2007610141, 10 ноября 2006. – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам, Россия.

**Bibliography (transliterated):** 1. Shvec, Y. T., and E. P. Dyban. *Vozdushnoe ohlazhdenye detalej gazovykh turbyn*. Kiev : Naukova dumka, 1974. Print. 2. Tarasov A. I., and A. I. Dolgov. "ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis)." *Svidetel'stvo ob oficial'noj registracii programm dlja JeVM. Federal'naja sluzhba po intellektual'noj sobstvennosti, patentam i tovarnym znakam*. RU Patent 2007610141. 10 November 2006.

*Поступила (received) 08.01.2015*

УДК 621.438-226.2 : 536.24

**В. Ю. ПЕТЕЛЬЧИЦ**, инж.-констр. ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев;  
**Д. Н. ПИСЬМЕННИЙ**, канд. техн. наук; вед. инж.-констр. ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев;  
**Ю. Я. ДАШЕВСКИЙ**, канд. техн. наук; нач. сектора отдела турбин ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Николаев

## **ВЛИЯНИЕ ОРИЕНТАЦИИ РЯДОВ ОТВЕРСТИЙ НА ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ УЧАСТКЕ ВХОДНОЙ КРОМКИ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПЛЁНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ**

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения пластины с трехрядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке с радиальной системой отверстий с разными углами отклонения бокового отверстия и с системой параллельных отверстий. Рассмотрены три варианта систем радиальных отверстий с разными углами отклонения бокового отверстия от центральной линии ( $\alpha$ ): 15, 30 и 45°. Размеры расчётной модели и исходные данные были приняты характерными для рабочей лопатки турбины высокого давления. Сравнение всех вариантов моделирования производилось по эффективности пленочного охлаждения для параметров ддува от 0,5 до 2,0. Проведен сравнительный анализ эффективности пленочного охлаждения, как участка входной кромки, так и последующего плоского участка. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса *ANSYS CFX*.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, параметр ддува, входная кромка, система охлаждения, численное моделирование.

### **Введение**

Входная кромка является наиболее термически нагруженным элементом профиля лопатки турбины современного высокотемпературного ГТД. Обеспечение достаточной глубины охлаждения входной кромки представляет собой весьма сложную задачу, что обусловлено, с одной стороны, высокой интенсивностью теплообмена со стороны газа в районе зоны торможения потока, а с другой – меньшей площадью теплообменной поверхности со стороны охлаждающего воздуха. Поэтому, несмотря на развитие схем конвективного охлаждения лопаток, единственным способом существенного повышения глубины охлаждения участка входной кромки является применение пленочного (заградительного) охлаждения. Структура потока при пленочном охлаждении входной кромки намного сложнее, что обусловлено наличием точки торможения потока, которая приводит к появлению градиентов скоростей и давлений в этой зоне. Выпуск охлаждающего воздуха на поверхность входной кромки обеспечивает пленочное охлаждение не только входной кромки, но и значительной части профиля лопатки.

В связи с этим вопрос о повышении эффективности пленочного охлаждения необходимо решать с учетом эффективности охлаждения профиля лопатки на удалении от отверстий.

**Обзор литературы** показал, что исследованию пленочного охлаждения лопаток турбин уделено большое внимание, но основная их часть выполнена для плоской пластины. Характеристики пленочного охлаждения на начальном цилиндрическом участке, моделирующем участок входной кромки лопаток газотурбинных двигателей при выпуске воздуха через многорядную систему отверстий, в литературе рассмотрены недостаточно.

Анализ реальных конструкций лопаток, описанных в литературе, показал самые разнообразные варианты схем расположения отверстий на входной кромке. Наиболее распространенными являются трехрядные схемы с радиальными или параллельными рядами цилиндрических отверстий, расположенными в шахматном порядке, как в работах [1–3]. В работе [4] исследованы варианты с углами отклонения боковых отверстий 15 и 50° от центральной линии. В работе [5] углы отклонения составляли 15 и 44°. В то же время, большинство работ посвящены исследованию эффективности лишь на участке в непосредственной близости от отверстий ( $x/d < 10$ ), что не позволяет определить эффективность пленочного охлаждения для остальной части профиля. Кроме этого, в литературе отсутствуют практические рекомендации по применению исследованных конфигураций.

**Целью настоящей работы** является исследование влияния расположения рядов отверстий на эффективность пленочного охлаждения на начальном цилиндрическом и последующем плоском участке.

Обзор литературы показал, что наиболее перспективным для исследования пленочного охлаждения является применение *CFD*-моделирования, которое позволяет исследовать влияние большого количества газодинамических факторов и рассмотреть разные варианты конструктивного исполнения. Именно этот метод и был принят для решения поставленной цели.

Для выполнения исследования, предварительно были проведены верификационные расчеты, результаты которых сравнивались с экспериментальными данными. В результате выполнения этих работ для пленочного охлаждения плоской стенки [6] и участка входной кромки [7] было определено, что наиболее близкие к экспериментальным данным обеспечивает применение модели турбулентности *SST*.

### **Расчетная модель**

Геометрические размеры расчётной модели и исходные данные были приняты характерными для рабочей лопатки турбины высокого давления.

Схема расположения отверстий пленочного охлаждения и геометрические параметры модели приведены на рис. 1а. Для моделирования была создана 3D модель, высотой равной двум шагам отверстий (диаметр отверстий  $d = 0,5$  мм, относительный шаг отверстий  $t/d = 4$ ). Таким образом, расчетная модель содержит по два отверстия в трех рядах. Для оценки влияния рассматриваемой системы отверстий на эффективность пленочного охлаждения не только на входной кромке, а на значительной части профиля, геометрическая модель выполнена с удлинённым плоским участком, обеспечивающим анализ результатов до  $x/d \leq 107$  ( $x$  – расстояние от точки торможения).

Для этой модели с помощью *ANSYS ICEM CFD 14.5* была создана тетраэдрическая расчетная сетка с призматическим подслоем, с суммарным количеством элементов 21,5 млн. (рис. 1б).

Исходные данные для расчета:

- скорость основного потока на входе принята соответствующей числу Рейнольдса, определенному по диаметру входной кромки, равному 40 000;
- статическое давление основного потока на выходе 1,2 МПа;
- степень турбулентности основного потока на входе 5 %;
- температуры основного и вдуваемого потоков 1500 и 600 °С, соответственно.

Расход вдуваемого воздуха задавался в соответствии с рассматриваемым параметром вдува, определенным как отношение массовых скоростей вдуваемого и основного потоков. Моделирование выполнялось для четырех значений параметра вдува  $m = 0,5; 1,0; 1,5$  и  $2,0$ , который в данном случае определялся как

$$m = \frac{G_B / (6F_{отв})}{\rho_r W_r}, \quad (1)$$

где  $G_B$  – суммарный расход выдуваемого воздуха через шесть отверстий;  $F_B$  – площадь поперечного сечения одного отверстия;  $\rho_r$ ,  $W_r$  – соответственно плотность и скорость потока газа набегающего потока (на входе в расчетную модель).

Для анализа использована осредненная в поперечном направлении (для двух шагов) эффективность пленочного охлаждения

$$\eta = \frac{T_\infty - T_{aw}}{T_\infty - T_B}, \quad (2)$$

где  $T_\infty$ ,  $T_B$  – полные температуры основного потока (газа) и охладителя (охлаждающего воздуха), соответственно,  $T_{aw}$  – адиабатическая температура стенки (защищаемой поверхности). На участке входной кромки осреднение эффективности производилось лишь на участках стенки между отверстиями.

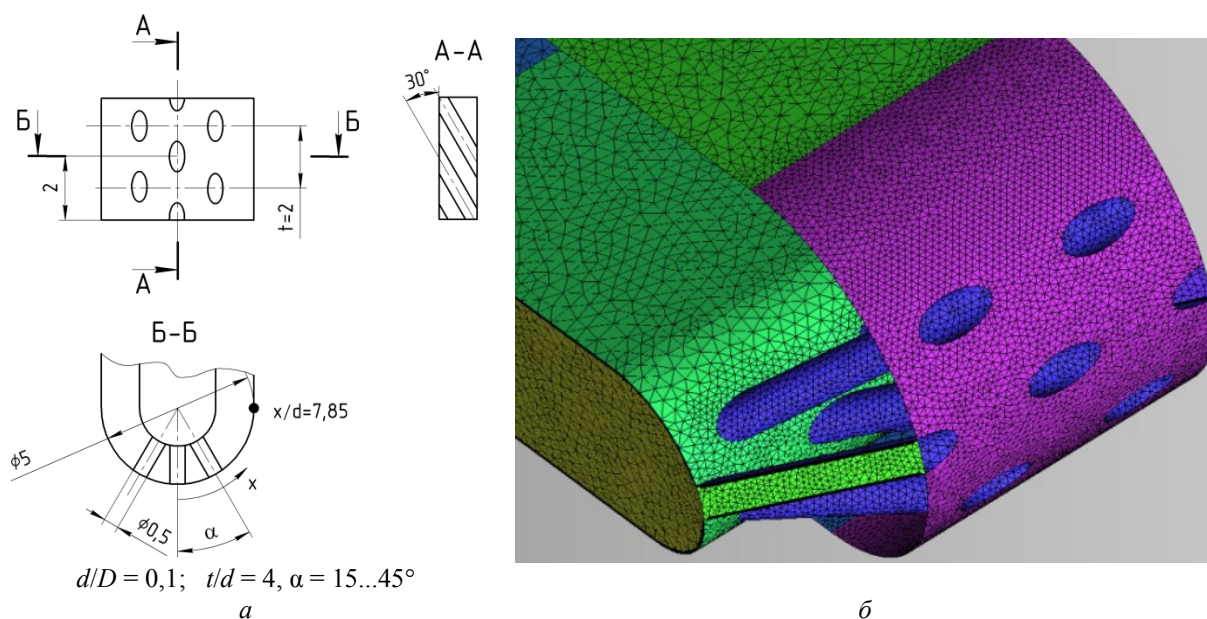


Рис. 1 – Входная кромка:  
 а – геометрические параметры системы радиальных отверстий; б – фрагмент расчетной сетки

### Система радиальных отверстий. Влияние угла отклонения бокового отверстия

В работе рассмотрено три варианта систем радиальных отверстий с разными углами отклонения бокового отверстия от центральной линии:  $\alpha = 15^\circ$  ( $x/d = 1,31$ ),  $\alpha = 30^\circ$  ( $x/d = 2,62$ ) и  $\alpha = 45^\circ$  ( $x/d = 3,93$ ).

Результаты расчета распределения эффективности пленочного охлаждения для трех вариантов угла  $\alpha$  и для четырех параметров вдува  $m = 0,5...2,0$  представлены на рис. 2.

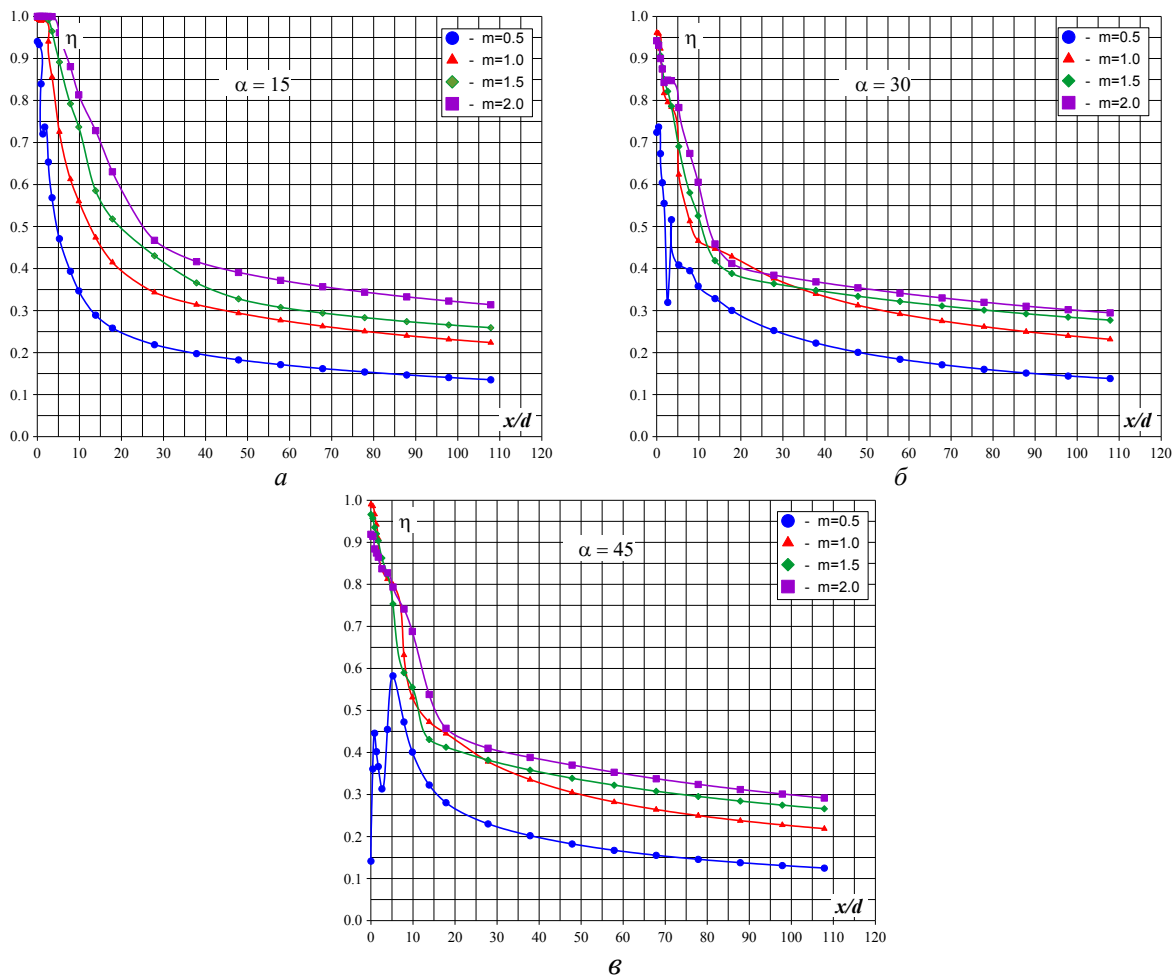


Рис. 2 – Распределение эффективности пленочного охлаждения системы радиальных отверстий для  $m = 0,5 \dots 2,0$  при: а –  $\alpha = 15^\circ$ ; б –  $\alpha = 30^\circ$ ; в –  $\alpha = 45^\circ$

На рис. 3 представлены изменения эффективности пленочного охлаждения, осредненной на характерных участках расчетной модели: цилиндрическом участке входной кромки ( $x/d \leq 7,85$ ) и плоской стенке ( $7,85 < x/d \leq 107$ ), для разных углов отклонения боковых отверстий при изменении параметра вдува.

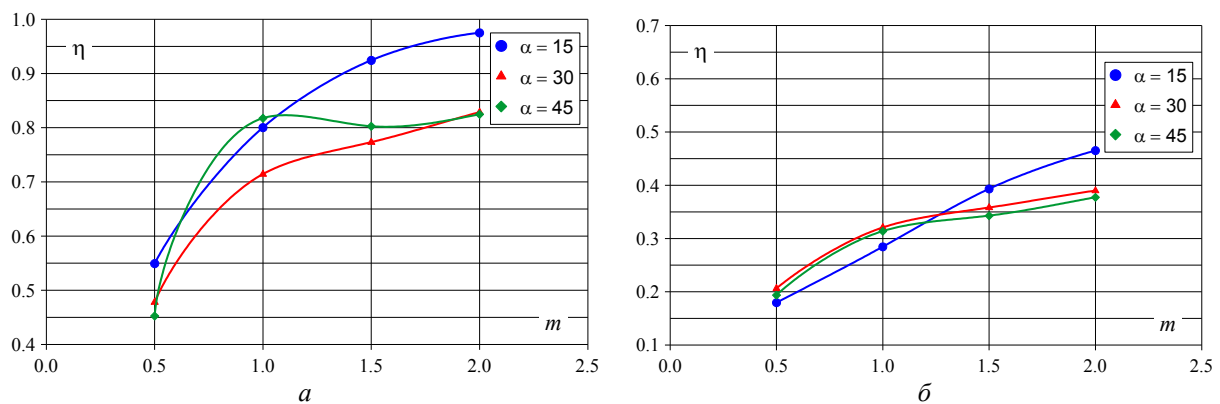


Рис. 3 – Осредненная эффективность пленочного охлаждения для параметров вдува  $m = 0,5 \dots 2,0$  при  $\alpha = 15 \dots 45^\circ$  для: а – входной кромки; б – плоского участка



По результатам моделирования получено, что для всех углов отклонения бокового отверстия, увеличение параметра вдува приводит к увеличению эффективности пленочного охлаждения. Наибольшее увеличение эффективности, особенно на участке входной кромки, имеет место при увеличении параметра вдува с 0,5 до 1,0 (рис. 2). По всей видимости, это вызвано перераспределением расхода воздуха между центральным и боковым отверстиями. Такое перераспределение обусловлено разным противодавлением на выходе из отверстий пленочного охлаждения центрального и боковых рядов. При малом параметре вдува основной расход воздуха выходит через боковые отверстия, где противодавление на выходе меньше. Особенно это проявляется при  $\alpha = 45^\circ$  и  $m = 0,5$ , где эффективность пленочного охлаждения на линии торможения ( $x/d = 0$ ) составляет 0,14, в то время как при  $\alpha = 15^\circ$  – 0,94. Увеличение параметра вдува приводит к увеличению расхода воздуха через отверстия центрального ряда и провал эффективности охлаждения непосредственно вблизи точки торможения, имевший место при  $m = 0,5$ , отсутствует.

Для участка входной кромки ( $x/d \leq 7,85$ ) наиболее эффективным является расположение боковых отверстий под углом  $\alpha = 15^\circ$ , особенно при высоких параметрах вдува. При  $m = 2,0$  эффективность пленочного охлаждения для  $\alpha = 15^\circ$  достигает 0,973, при этом для углов  $30^\circ$  и  $45^\circ$  эффективность составляет 0,827 и 0,824 соответственно. Представляет практический интерес распределение эффективности пленочного охлаждения участка входной кромки при  $m = 1,0$ . В этом случае самая высокая эффективность пленочного охлаждения входной кромки получена для варианта  $\alpha = 45^\circ$ , при котором обеспечивается оптимальное распределение выдуваемого воздуха по поверхности входной кромки. При других параметрах вдува вариант  $\alpha = 45^\circ$  близок к варианту  $\alpha = 30^\circ$ , и по эффективности охлаждения входной кромки существенно уступает варианту с  $\alpha = 15^\circ$ .

Для плоского участка (рис. 3б), при параметрах вдува 0,5 и 1,0, наибольшую эффективность обеспечивают углы отклонения боковых отверстий  $30^\circ$  и  $45^\circ$ , а при параметрах вдува 1,5 и 2,0 угол  $15^\circ$ .

#### Система параллельных отверстий

В дополнение к системе радиальных отверстий, в работе рассмотрена система параллельных отверстий, которая является более технологичной (рис. 4).

Шаг между рядами отверстий принят таким, чтобы расстояние на наружной поверхности между рядами параллельных отверстий соответствовало системе радиальных отверстий при  $\alpha = 30^\circ$ .

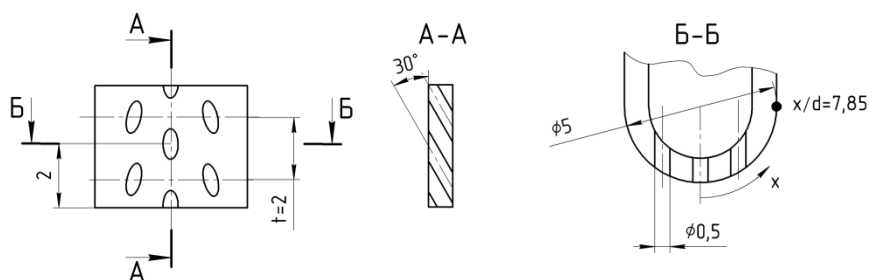


Рис. 4 – Геометрические параметры параллельной системы отверстий

В результате расчетов определено, что для варианта с параллельными отверстиями (см. рис. 4), как и в предыдущих вариантах, увеличение параметра вдува с 0,5 до 1,0 приводит к значительному росту средней эффективности с 0,214 до 0,364 (см. рис. 5а), в то время как для  $m = 2,0$  средняя эффективность составляет 0,390. На рис. 5б представлено сравнение двух вариантов: параллельные отверстия и радиальные с  $\alpha = 30^\circ$ , для входной кромки, плоского участка.

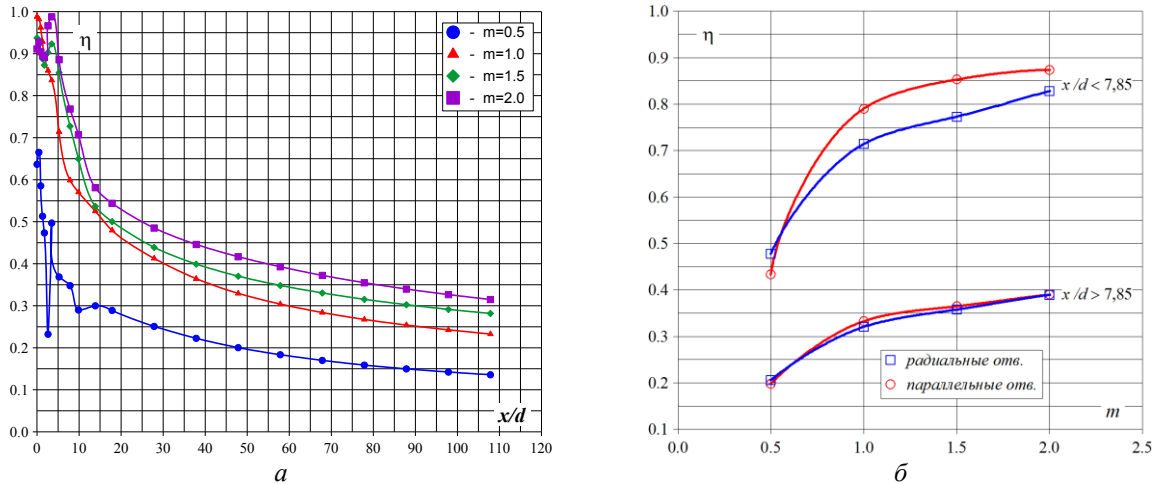


Рис.5 – Распределение эффективности пленочного охлаждения при  $m = 0,5 \dots 2,0$ :  
 а – системы параллельных отверстий; б – сравнение двух вариантов отверстий

Для варианта с параллельными отверстиями при  $m = 0,5$  эффективность пленочного охлаждения входной кромки составляет 0,434, что несколько ниже, чем для радиальных отверстий 0,478. Для плоского участка эти величины составляют 0,198 и 0,206, соответственно. Для всех остальных параметров вдува эффективность при параллельных отверстиях выше. Эффективность пленочного охлаждения участка входной кромки при  $m = 1,0$  составляет 0,756 для параллельных отверстий и 0,714 для радиальных. Для плоского участка эффективность пленочного охлаждения параллельных отверстий при  $m = 1,0$  составляет 0,333 а для радиальных 0,321.

### Выводы

1) Результаты настоящей работы показали, что для трехрядной системы радиальных и параллельных отверстий наибольший прирост эффективности пленочного охлаждения на участке входной кромки происходит при увеличении параметра вдува ( $m$ ), определенного по суммарному расходу воздуха через три ряда отверстий, от 0,5 до 1,0. Для  $\alpha = 30^\circ$  увеличение параметра вдува с 0,5 до 1,0 приводит к росту эффективности пленочного охлаждения входной кромки с 0,478 до 0,714; дальнейшее его увеличение до 2,0 приводит к росту эффективности охлаждения до 0,829. Это обусловлено перераспределением расхода воздуха между центральным и боковыми рядами отверстий.

2) При использовании системы радиальных отверстий для участка входной кромки ( $x/d \leq 7,85$ ) наиболее эффективным является расположение боковых отверстий под углом  $\alpha = 15^\circ$ , для которого при  $m = 0,5$  эффективность пленочного охлаждения достигает 0,549, при  $m = 1,0$ –0,800, а при  $m = 2,0$ –0,975. Исключение составляет

вариант при  $m = 1,0$ , для которого самая высокая эффективность пленочного охлаждения входной кромки получена для  $\alpha = 45^\circ$  и составляет 0,817.

Для плоского участка ( $7,85 < x/d \leq 107$ ) для  $m = 0,5$  и  $m = 1,0$  наибольшую эффективность пленочного охлаждения обеспечивают углы  $30^\circ$  и  $45^\circ$ , а для  $m = 1,5$  и  $m = 2,0$  – угол  $15^\circ$ . Однако влияние параметра вдува на эффективность пленочного охлаждения этого участка не так значительно, как для входной кромки.

3) Для системы параллельных отверстий при  $m = 0,5$  эффективность пленочного охлаждения входной кромки составляет 0,434, что ниже, чем для системы радиальных отверстий (при  $\alpha = 30^\circ$ ) 0,478. Для всех остальных параметров вдува эффективность пленочного охлаждения при параллельных отверстиях выше. Так, при  $m = 1,0$  эффективность пленочного охлаждения входной кромки для параллельных отверстий составляет 0,790, для радиальных – 0,714.

**Список литературы:** 1. Li, S. Effect of coolant density on leading edge showerhead film cooling using PSP measurement technique [Электронный ресурс] / S. Li, S. Yang, J. Han // ASME. – 2013. – Paper GT2013-94189. – 11 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 2. York, W. Leading-edge film-cooling physics: part I – adiabatic effectiveness [Электронный ресурс] / W. York, J. Leylek // ASME. – 2002. – Paper GT2002-30166. – 10 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 3. Liu, C. Experimental investigation on the leading edge film cooling of cylindrical and laid-back holes with different hole pitches [Электронный ресурс] / C. Liu, H. Zhu, Z. Zhang // ASME. – 2012. – Paper GT2012-68027. – 12 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 4. Sakai, E. Numerical study on flat plate and leading edge film cooling [Электронный ресурс] / E. Sakai, T. Takahashi, K. Funazaki, H. Salleh, K. Watanabe // ASME. – 2009. – Paper GT2009-59517. – 13 p. – 1 CD-ROM. – Загл. с этикетки диска. 5. Мик. Завесное охлаждение и теплообмен на лобовой части затупленного тела (включая участок расположения отверстий вдува) [Текст] / Мик, Мейл // Современное машиностроение, серия А. – 1989. – № 1. – С. 71–80. 6. Петельчиц, В. Ю. К вопросу повышения точности RANS моделирования пленочного охлаждения [Текст] / В. Ю. Петельчиц, А. А. Халатов, Д. Н. Письменный, Ю. Я. Дашевский // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 8 (105). – С. 116–122. 7. Петельчиц, В. Ю. Моделирование пленочного охлаждения пластины с входным цилиндрическим участком [Текст] / В. Ю. Петельчиц // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2014. – № 11(1054). – С. 82–89. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

**Bibliography (transliterated):** 1. Li, S., S. Yang and J. Han. "Effect of coolant density on leading edge showerhead film cooling using PSP measurement technique." *ASME*. Paper GT2013-94189. 2013. CD-ROM. 2. York, W., J. Leylek. "Leading-edge film-cooling physics: part I – adiabatic effectiveness." *ASME*. Paper GT2002-30166. 2002. CD-ROM. 3. Liu, C., H. Zhu and Z. Zhang. "Experimental investigation on the leading edge film cooling of cylindrical and laid-back holes with different hole pitches." *ASME*. Paper GT2012-68027. 2012. CD-ROM. 4. Sakai, E., et al. "Numerical study on flat plate and leading edge film cooling." *ASME*. Paper GT2009-59517. 2009. CD-ROM. 5. Mick, W. J., and R. E. Mayle. "Stagnation Film cooling and heat transfer, including its effect within the hole patten." *Sovremennoe mashinostroenie*. Serija A. No. 1. 1989. 71–80. Print. 6. Petelchyts, V. Yu., et al. "To film cooling RANS simulation accuracy improving approach." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija*. No 8(105). 2013. 116–122. Print. 7. Petelchyts, V. Yu. "CFD-Modelling of Plate Film Cooling with Cylindrical Inlet Region." *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and heat engineering and equipment*. No 11(1054). Kharkov : NTU "KhPI", 2014. 82–89. ISSN 2078-774X. Print.

*Поступила (received) 23.01.2015*

УДК 621.165

**Б. А. АРКАДЬЕВ**, д-р техн. наук; проф. SoftinWay Inc., США

## ОХЛАЖДЕНИЕ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Изложены основные принципы охлаждения высокотемпературных паровых турбин и конструктивные решения, заложенные при создании первой в мире охлаждаемой паровой турбины СКР-100 (P-100-300), а также некоторые результаты её эксплуатации и выводы из них. Эта турбина мощностью 100 МВт на начальные параметры пара около 30 МПа, 650 °С с противодавлением 3 МПа была изготовлена Харьковским турбинным заводом в 1961 г. и успешно работала на Каширской ГРЭС до 1979 г., когда была выведена из эксплуатации во вполне рабочем состоянии.

**Ключевые слова:** суперкритические параметры пара, охлаждение паровых турбин, турбина СКР-100, опыт эксплуатации, перспективы использования.

### Начальные параметры пара и экономичность паросиловых установок

Ещё в 1824 г., задолго до появления первой паровой турбины, С. Карно показал эффективность повышения начальных параметров рабочего тела в предложенном им теоретическом термодинамическом цикле. Вскоре это было доказано и для других циклов, в том числе и для цикла Ренкина, лежащего в основе работы паросиловых установок. Поэтому с самого начала развития паротурбостроения проявлялась тенденция к повышению давления и температуры пара перед турбиной. К середине XX века в эксплуатации уже находились турбины с параметрами свежего пара до 17 МПа и 565 °С. Следующий серьёзный шаг в этом направлении требовал перехода на сверхкритическое давление пара (> 22,1 МПа) и использования прямоточных котлов (парогенераторов), опыт работы с которыми в США и Западной Европе практически отсутствовал. Поэтому при создании первых двух американских «сверхкритических» энергоблоков, которые должны были стать прототипами для последующего развития теплоэнергетики, давление свежего пара было принято существенно выше, чем критическое.

### Особенности первых турбин на сверхкритические параметры свежего пара

В 1957 г. вступил в действие энергоблок *Philo 6*. Конденсационная одновальная (3600 об/мин) турбина для него мощностью 125 МВт, рассчитанная на начальное давление около 30 МПа (300 ата) и температуру 621 °С была создана фирмой *General Electric*. Проточная часть цилиндра сверхвысокого давления (ЦСВД), в котором сосредоточены элементы, подверженные воздействию необычно высоких параметров пара, была основана на обычных для этой фирмы активных ступенях диафрагмено-дисковой конструкции. В описании турбины указывалось, что ротор этого цилиндра охлаждается паром более низкой температуры. Наружный корпус ЦСВД был выполнен сферическим, что позволило обеспечить уровень напряжений в нём, приемлемый для изготовления его из давно использовавшейся в турбостроении стали. Практически все остальные элементы цилиндра потребовали применения высоколегированных сплавов или материалов аустенитного класса.

Турбина для другого сверхкритического энергоблока *Eddystone 1*, пущенного в 1960 г., была произведена фирмой *Westinghouse*. Она представляла собой двухвальный (3600/1800 об/мин) конденсационный агрегат мощностью 325 МВт и была рассчитана на ~35 МПа и 650 °С. Конструктивные решения её ЦСВД были аналогичны описанным для *Philo 6* (без упоминания охлаждения), хотя в остальных цилиндрах этой турбины, как и в других турбинах этой фирмы, использовались реактивные ступени и ротора

© Б.А. Аркадьев, 2015

барабанной конструкции. Возможно, это было вызвано стремлением облегчить ротор и поковку для него.

В Советском Союзе к тому времени был уже накоплен значительный опыт работы пущенного в 1949 г. на ТЭЦ ВТИ первого в мире котла 60 ОП на параметры пара 30 МПа, 600 °С производительностью 12 т/ч, изготовленного Подольским машиностроительным заводом (ЗиО). Это позволило с самого начала выбрать для энергоблоков сверхкритического давления более рациональные параметры пара перед турбиной: 24 МПа, 565 °С, не требующие широкого использования высоколегированных материалов. В 1960 г. Харьковским турбинным заводом (ХТГЗ, ныне ОАО «Турбоатом»), а вскоре и Ленинградским металлическим заводом (ЛМЗ, ныне Филиал ОАО Силовые машины «ЛМЗ» в Петербурге) были выпущены турбины СВК-300, что расшифровывалось как турбина на СверхВысокие параметры, Конденсационная, мощностью 300 МВт. К настоящему времени количество выпущенных упомянутыми заводами турбин мощностью 300, 500, 800 и 1200 МВт на сверхкритическое давление исчисляется сотнями. Аналогичные параметры широко применяются и за рубежом.

### **Энергоблок СКР-100**

Практически параллельно с созданием первых энергоблоков на сверхкритические параметры пара в Советском Союзе начались работы по созданию блока, который мог бы стать прототипом для перехода на ещё более высокую ступень параметров пара. В 1956 г. Совет Министров и Министерство энергетики страны по инициативе ведущих специалистов в области энергетики и энергомашиностроения приняли решение о модернизации Каширской ГРЭС путём установки предвключённого опытно-промышленного блока с котлом ПК-37 производительностью 710 т/ч на параметры пара 31,5 МПа, 655 °С и турбиной СКР-100 (СверхКритические параметры, Редукционная, т.е. с противодавлением, мощностью 100 МВт) на параметры 30 МПа, 650 °С (эта температура могла быть достигнута на реконструированном к тому времени котле 60-ОП ТЭЦ ВТИ) с промежуточным перегревом пара при давлении 9,8–8,8 МПа до 565 °С и противодавлением 3,0 МПа. Отработавший в турбине блока пар отводился в имевшиеся на ГРЭС три турбины мощностью по 50 МВт. Позднее обозначение СКР-100 начали относить ко всему блоку, а турбина стала обозначаться Р-100-300.

Разработка и изготовление этой турбины были поручены ХТГЗ. Её решено было делать двухцилиндровой: цилиндр сверхвысокого давления (ЦСВД) и совмещённый цилиндр высокого и среднего давления (ЦВСД). Все проблемы, связанные с необычно высокими начальными параметрами, локализовались в первом из них. Его основной вариант предусматривал охлаждение ротора и внутреннего корпуса. Поскольку мировое паротурбостроение не имело опыта создания и эксплуатации охлаждаемых турбин, параллельно с охлаждаемым был разработан и изготовлен резервный неохлаждаемый вариант, получивший название «аустенитный», в котором ротор и внутренний корпус были выполнены из высокожаропрочных материалов, но его использование не потребовалось. Второй цилиндр, в котором размещались ступени до и после промперегрева, где температура пара была в освоенных ранее пределах, в основном повторял конструктивные решения, использованные заводом ранее.

### **Особенности и проблемы создания охлаждаемой паровой турбины**

Принятию основных решений по конструкции охлаждаемого цилиндра предшествовало рассмотрение и тщательный анализ известных в то время случаев охлаждения различных элементов паровых турбин. Наиболее интересные результаты этой работы изложены в [1].

Уже на ранних стадиях проектирования обратила на себя внимание особенность свойств водяного пара сверхкритического давления, заключающаяся в том, что при его дросселировании (снижении давления без превращения тепловой энергии в кинетическую) температура пара существенно уменьшается. Так при дросселировании с 28 МПа, 520 °С (такие параметры были приняты для охлаждающего пара на входе в турбину с целью ограничения температуры ротора и внутреннего корпуса величиной 550 °С) до 15 МПа (когда температура рабочего пара в проточной части снижается до уровня, не требующего охлаждения) конечная температура оказывается почти на 60 °С ниже начальной. Это означает, что, если исходить из того, что конечная температура охлаждающего пара может сравняться с температурой рабочего пара в этой точке, охлаждающий пар способен принять теплоты свыше 200 кДж/кг. В соответствии с предварительными оценками суммарного теплового потока от рабочего к охлаждающему пару необходимое и достаточное количество последнего оказывалось чрезвычайно малым. При столь малом расходе охлаждающего пара предвиделись трудности с дозировкой его пропуска через каналы охлаждения, особенно при параллельном подводе охлаждающего пара к каждой ступени, что является обычным в газовых турбинах. Поэтому на дальнейших стадиях разработки системы охлаждения предпочтение было отдано варианту с последовательным пропуском охлаждающего пара через все охлаждаемые ступени.

Важнейшим условием нормальной работы системы охлаждения является её гидравлическая надёжность, то есть исключение возможности попадания значительных количеств горячего рабочего пара в тракт охлаждения. В то же время невозможным представлялось обеспечение плотности между характерными точками проточной части (межвенцовыми зазорами) и смежными с ними точками тракта охлаждения. Поэтому постулировалось приблизительное равенство давлений в соответствующих точках. Однако, давления по проточной части могут несколько отклоняться от своих номинальных значений вследствие неточности расчёта, неизбежных и считающихся допустимыми (в пределах допусков) погрешностей изготовления и сборки лопаточного аппарата и возможных изменений его состояния в процессе эксплуатации (повреждение выходных кромок, занос солями и т.п.). В ступенях активного типа, во избежание появления отрицательной реактивности, обычно выбирают степень реактивности у корня рабочих лопаток на уровне 3 %, полагая, что её отклонение от номинала находится в пределах 2 %, т.е. может оказаться и на уровне 1 %, и на уровне 5 %, а теплоперепад в этих случаях будет различаться в пять раз и расход через фиксированное проходное сечение тракта охлаждения на участке венца рабочих лопаток – более, чем вдвое. При этом теплоперепад направляющих лопаток рассматриваемой ступени на том же диаметре изменится с 99 до 95 % от полного теплоперепада ступени, а расход через каналы охлаждения на этом участке всего на 2 %, причём – в противоположную по сравнению с участком рабочих лопаток сторону. Столь большой возможный разброс соотношений расходов на соседних участках тракта охлаждения не позволяет обеспечить гидравлическую надёжность при использовании активной проточной части. Поэтому для охлаждаемого ЦСВД турбины СКР-100 в отличие от всех других турбин ХТГЗ была принята проточная часть со ступенями, имеющими на среднем диаметре степень реактивности близкую к 50 % и ограничивающими разброс расходов на каждом из участков системы охлаждения пятью процентами.

Это позволило использовать один и тот же типоразмер профиля для всех венцов направляющих и рабочих лопаток, одинаковые для всех ступеней хвостовые

соединения и в каждом из них одинаковые каналы с одинаковыми дозирующими отверстиями для пропуска охлаждающего пара. Аналогичные каналы с такими же дозирующими отверстиями были выполнены в проставках, закрывавших ротор и внутренний корпус от непосредственного воздействия рабочего пара в промежутках между лопаточными венцами. В условиях, когда теплоперепады на всех каналах охлаждения почти равны, как равны и проходные площади тракта охлаждения на всех его участках, почти одинаковы и объёмные расходы охлаждающего пара на каждом из этих участков. Но в соответствии со снижением давления на каждом венце проточной части примерно на 2 %, на столько же возрастает объёмный расход охлаждающего пара на каждом участке системы охлаждения, соответствующем одному венцу проточной части. Эти «лишние» 2 % должны либо вытечь в проточную часть, либо компенсировать (полностью или в значительной мере) возможное увеличение расхода через следующий участок системы охлаждения по сравнению с его номинальным значением. Даже в предельном случае пятипроцентного увеличения расхода через каналы охлаждения последующего участка (см. конец предыдущего абзаца) подсос рабочего пара в тракт охлаждения не превысит 3 % расхода охлаждающего пара через этот участок. Если это произойдёт на второй ступени, увеличение температуры потока, идущего по тракту охлаждения будет не более 3 °С (на других ступенях – того меньше), а сама эта температура (без учёта подвода к нему теплоты) окажется даже несколько ниже начальной температуры охлаждающего пара (см. второй абзац данного раздела).

Сказанное выше не относится к первой ступени ЦСВД. Хотя предполагалось, что столь прогрессивный энергоблок будет эксплуатироваться в базовом режиме, и для турбины было предусмотрено дроссельное парораспределение, её первая ступень была выполнена наподобие регулирующей. По четырём радиально расположенным паровпускным патрубкам рабочий пар поступал в четыре сопловые коробки, а из них – на рабочие лопатки активного типа, расположенные на диске увеличенного по сравнению с последующими ступенями диаметра. Это позволяло сработать на ступени значительный теплоперепад, уменьшить температуру пара за нею, перепад давлений на внутреннем корпусе и утечку через переднее концевое уплотнение. Рабочий пар из первой ступени во вторую поступал по промежуточному коническому кольцевому направляющему аппарату, разделявшему камеру после первой ступени на две части, которые условно можно назвать камерой ротора и камерой внутреннего корпуса, поскольку из первой охлаждающий пар поступал в каналы охлаждения рабочих лопаток, а из второй – в каналы охлаждения направляющих лопаток. Обе камеры для выравнивания давлений в них были соединены между собой через обтекаемые радиальные полые стойки промежуточного направляющего аппарата.

Охлаждающий пар в каждую из этих камер подавался вдоль двух противоположных паровпускных патрубков свежего пара через промежуток между патрубком и его так называемым лирообразным компенсатором. Была предусмотрена бóльшая подача охлаждающего пара в камеру ротора, чем в камеру внутреннего корпуса, поскольку из первой он шёл и на переднее концевое уплотнение, а также подрегулировка любого из этих потоков. При заданной температуре свежего пара 650 °С и принятой температуре охлаждающего пара 520 °С, чтобы уменьшить температурную разность на стенках патрубков, которая могла бы стать причиной их повреждения, и тепловой поток через эти стенки, их следовало теплоизолировать. Однако, никакой из известных минеральных изоляционных материалов непригоден для работы в паровой среде. Поэтому была использована экранная (или многоэкранный)

изоляция, в которой роль изолятора играл малоподвижный слой среды, отделённый от основного потока тонким листом металла. Были проведены лабораторные исследования изоляции и разработана приближенная методика её расчёта [2]. Были также разработаны программы для расчёта температурного состояния элементов турбины в различных режимах, включая нестационарные [3, 4].

Некоторые трудности вызвал выбор формы и размеров охлаждающих каналов в лопатках и проставках между ними. С одной стороны, требовалось увеличить поверхность охлаждения и сократить площадь сечений металла, по которым тепловой поток мог бы идти от высокотемпературной проточной части к более холодным ротору и внутреннему корпусу, т.е. увеличить размеры канала, а с другой, – ограничить расход охлаждающего пара при фактически заданной его скорости, т.е. уменьшить его проходное сечение. Удовлетворить обоим требованиям удалось, выполнив в прихвостовой неактивной части лопатки плоскую выемку, занимавшую около половины её шага по окружности и почти всю её ширину в осевом направлении. В оставшейся тонкостенной перегородке имелось дозирующее отверстие для пропуска пара. Диаметр этого отверстия 3 мм был выбран из соображений снижения вероятности его засорения частицами грата или другого мусора, который мог попасть в охлаждающий пар, хотя для пропуска минимально необходимого количества этого пара он мог быть значительно меньшим. Аналогичные каналы с такими же отверстиями имелись и в проставках. Ножка и хвостовик проставки имели осевой размер меньше, чем расстояние между венцами лопаток, так что между всеми соседними рядами лопаток и проставок образовывались кольцевые каналы, способствовавшие выравниванию по окружности расхода охлаждающего пара, если отверстие в какой-то лопатке или проставке всё же засорилось бы. В этом случае активизация течения по кольцевому каналу в какой-то мере компенсировала бы снижение эффективности охлаждения в засорённом канале.

Для предотвращения засорения каналов на линии подвода охлаждающего пара после впрыскивающего охладителя был установлен центробежный сепаратор-фильтр. Подача питательной воды в охладитель регулировалась для поддержания заданной температуры охлаждающего пара, однако имелась возможность корректировки значения заданной температуры. Определённые опасения вызывала также возможность отложения в тракте охлаждения солей, которые могли выпадать из охлаждающего пара в процессе его расширения. С целью контроля над этим процессом небольшая часть охлаждающего пара постоянно пропускалась через разъёмный макет тракта охлаждения, подключённый параллельно проточной части ЦСВД. Периодическое вскрытие этого макета позволяло судить, насколько оправданными были упомянутые опасения.

В местах где рабочие и направляющие лопатки, омываемые рабочим паром и изготовленные из стали аустенитного класса, соединялись с охлаждаемыми ротором и внутренним корпусом, выполненными из менее легированных материалов, при работе турбины можно было ожидать недопустимо высоких температурных напряжений из-за различия в уровнях температур соединяемых элементов и коэффициентов температурного расширения их материалов. С целью снижения этих напряжений в процессе облопачивания между всеми хвостовиками лопаток закладывались бумажные прокладки, «вымывавшиеся» при первом пуске турбины.

Специальное внимание было уделено предотвращению разгона турбины охлаждающим паром при сбросе нагрузки. Поэтому отбор свежего пара для подготовки его к подаче в систему охлаждения был осуществлён после регулирующих клапанов,



так что прекращение подачи в турбину рабочего и охлаждающего пара происходило одновременно.

Развёрнутое описание турбины дано в [5], конструкции некоторых узлов описаны в [6], а основные принципы построения системы охлаждения изложены в [7]. ХТГЗ получил Авторское свидетельство СССР на охлаждаемый цилиндр. Имеются также разработки не использованных в проекте охлаждаемых конструкций клапана и трубопровода [8, 9]. Следует отметить чрезвычайно большой вклад в создание охлаждаемого ЦСВД Л.А. Шубенко-Шубина, который был тогда Главным конструктором паровых и газовых турбин ХТГЗ, являлся инициатором разработки охлаждаемого варианта и принимал наиболее ответственные решения при его проектировании, а также С.И. Островского, фактически являвшегося главным конструктором этого цилиндра и предложившего ряд оригинальных конструктивных решений. Большую помощь в работе над проектом оказали сотрудники Всесоюзного (ныне Всероссийского) теплотехнического института (ВТИ) К.А. Сивачёв и Я.М. Рубинштейн, сформулировавшие некоторые проблемы, подлежащие решению при создании турбины СКР-100, а также В.М. Капинос (Харьковский политехнический институт, ныне Национальный технический университет «ХПИ») и Д.А. Переверзев (Лаборатория проблем быстроходных машин АН УССР, ныне Институт проблем машиностроения НАН Украины), принявшие участие в определении температурного состояния деталей цилиндра. Участвовали в работе над турбиной и другие организации, в частности Центральный научно-исследовательский институт технологии машиностроения и Институт электросварки АН УССР.

#### **Некоторые сведения об эксплуатации первых сверхкритических энергоблоков**

В первые годы после пуска сверхкритических энергоблоков *Philo 6* и *Eddystone 1*, когда опыт их эксплуатации был ещё незначительным, появилось довольно много публикаций, посвящённых этим блокам, но после 1963 года они прекратились. И только сравнительно недавно в Интернете удалось найти сообщения, в какой-то степени освещавшие дальнейшую судьбу этих блоков [10, 11]. Появилась и статья [12], в которой приведены обобщённые результаты освоения блока СКР-100.

Блок *Philo 6* работал до 1975 года, когда был законсервирован. В 1983 году его демонтировали вместе с остальным оборудованием электростанции *Philo*, проработавшей 60 лет. В [10] отсутствуют конкретные упоминания об особенностях его освоения, в том числе и о работе системы охлаждения его турбины.

Энергоблок СКР-100 был остановлен в 1979 г. и позже выведен из эксплуатации в исправном состоянии. Его работа была прекращена из-за неработоспособности старых турбин низкого давления, в которые сбрасывался отработавший в турбине Р-100-300 пар. Имело значение и то обстоятельство, что на Каширской ГРЭС были к тому времени установлены три стандартных энергоблока СКД мощностью по 300 МВт, освоение которых также требовало внимания и затрат.

Значительно дольше двух упомянутых выше работал блок *Eddystone 1*. Его вывод из эксплуатации датируется 2011 годом. Таким образом, он проработал немного более 50 лет, что является хорошим показателем и для традиционных энергоблоков. Продолжительное время его экономичность была наивысшей в США.

Однако, освоение всех рассматриваемых блоков не проходило гладко, особенно на начальной стадии. Нередкими, а иногда и продолжительными были вынужденные остановки. Так блок *Philo 6* за примерно 18 лет находился в работе всего 103110 часов, то есть его коэффициент готовности был около 0,65. И хотя значительная часть

остановов может быть отнесена к неполадкам на парогенераторах, известно, например, что на *Eddystone 1* производились неоднократные вскрытия ЦСВД турбины с выемкой ротора, а в 1995 году потребовалась его полная замена с модернизацией. Серьезной переработки потребовала конструкция стопорного клапана турбины Р-100-300 [13].

Обращает на себя внимание тот факт, что большая часть отмеченных в упомянутых источниках неполадок, а также необходимость увеличения длительности переходных режимов была обусловлена состоянием крупных аустенитных деталей парогенераторов и турбин. С этим же, по-видимому, связана невозможность длительной работы блоков с проектной температурой перед турбиной 650 °С. На СКР-100 она была снижена до 615 °С, а на *Eddystone 1* – до 610 °С.

### Опыт работы системы охлаждения ЦСВД турбины Р-100-300

Исследовательские работы на турбине Р-100-300 проводились сотрудниками ВТИ под руководством Г.Д. Авруцкого. В них принимал участие представитель ХТГЗ Г.П. Брагинский. За весь период эксплуатации не были отмечены случаи перебоев в работе системы охлаждения. Ниже приведены некоторые сведения о ней из [12].

Использование варианта ЦСВД с охлаждением исключает трудности, связанные с получением крупных и весьма дорогих поковок для ротора и внутреннего корпуса из аустенитных сталей, а также позволяет воспользоваться преимуществами перлитных сталей – меньшими коэффициентами линейного расширения и более высокой теплопроводностью. Охлаждение внутреннего корпуса снижает температуру внутренней поверхности и способствует уменьшению температурной неравномерности по толщине стенки и фланцев, а также осевой неравномерности, с существенным спадом термического напряжения в корпусе. При эксплуатации турбины температура свежего пара кратковременно поднималась до 640 °С. Температура охлаждающего пара, подаваемого в турбину, находилась на уровне 510–530 °С. На рис. 1 для примера показано распределение температуры вдоль центрального сверления ротора, а на рис. 2 – во внутреннем корпусе при установившемся режиме работы турбины с температурой свежего пара 615 °С и нагрузкой 60 МВт. При этом температура пара, подаваемого на охлаждение корпуса, была 520 °С, а на охлаждение ротора – 515 °С. Максимальная температура ротора и внутреннего корпуса не превышала 530 °С и была, таким образом, далека от предельного значения (550 °С). Однако следует отметить, что

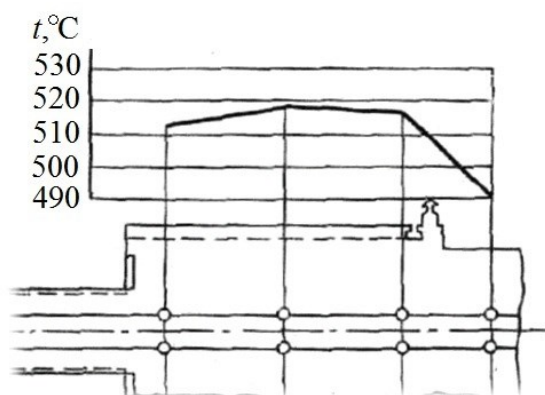


Рис. 1 – Распределение температуры вдоль центрального отверстия ротора ЦСВД

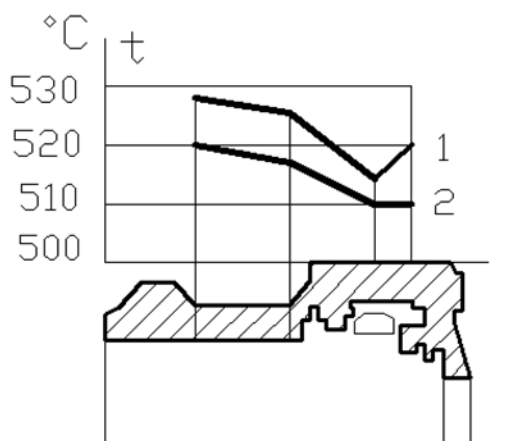


Рис. 2 – Распределение температуры вдоль внутреннего корпуса ЦСВД:  
1 – температура вблизи внутренней поверхности;  
2 – температура на наружной поверхности

температурой свежего пара 615 °С и нагрузкой 60 МВт. При этом температура пара, подаваемого на охлаждение корпуса, была 520 °С, а на охлаждение ротора – 515 °С. Максимальная температура ротора и внутреннего корпуса не превышала 530 °С и была, таким образом, далека от предельного значения (550 °С). Однако следует отметить, что

высокая эффективность системы охлаждения достигалась при расходе охлаждающего пара около 8 % расхода острого пара. Для применения системы охлаждения необходимы также более высокие требования к водному режиму.

При этом нужно иметь в виду, что из упомянутых 8 % около 0,5 % составляла питательная вода, впрыскивавшаяся в пароохладитель системы охлаждения, а ещё около 2,5 % уходило в виде утечки через переднее концевое уплотнение, так что отбор свежего пара на собственно охлаждение не превышал 5 %. Кроме того, как отмечено выше, размер дозирующих отверстий каналов охлаждения был выбран значительно большим, чем было бы достаточно для пропуска нужного количества охлаждающего пара. Уменьшение их диаметра до 1,5 мм позволило бы сократить отбор свежего пара на охлаждение почти до 1 %. Приведённые данные, несмотря на их ограниченность, позволяют сделать вывод о надёжности и эффективности системы охлаждения, применённой в ЦСВД турбины энергоблока СКР-100 на Каширской ГРЭС.

### **Современное состояние вопроса об охлаждении паровых турбин**

Использование аустенитных сталей для изготовления крупных необогреваемых деталей (роторов и корпусов турбин, арматуры, паропроводов и коллекторов котла) создало технологические трудности и вызвало серьёзное удорожание оборудования, а также привело к уменьшению его маневренности. Всё это на фоне бурного развития атомной энергетики, захватывавшей базовую часть графика электрических нагрузок, и появления более экономичных парогазовых установок на природном газе неоправданно снизило интерес к дальнейшему повышению параметров пара в традиционных энергоблоках. В дальнейшем этот интерес возродился на новой основе [14, 15]. Появились эксплуатационно-привлекательные (привычные коэффициенты теплопроводности и линейных расширений) стали с содержанием 9–12 % хрома, работоспособные при температуре пара 600–620 °С. Достигнуты большие успехи в аэродинамике и конструировании турбин, внутренние КПД их цилиндров достигли 94–96 %. Повысилась экономичность котлов и тепловых схем энергоблоков, стала возможной их автоматизация. Разработаны эффективные технологии сжигания углей и очистки дымовых газов от вредных выбросов. На базе этих достижений в России возобновились разработки перспективных паровых угольных энергоблоков. Разработана федеральная программа «Создание угольного энергоблока мощностью 660 МВт на суперкритические параметры пара».

Тенденция к дальнейшему повышению параметров пара наблюдается и в других странах [16]. С конца XX века «тон» в этом направлении задают Япония и Германия. Аналогично обновлению номенклатуры конструктивных материалов для котла и паропроводов, повышение температур пара потребовало перехода на новые материалы и технологии также и для турбин. В ряде случаев дополнительно организуется паровое охлаждение (главным образом, только первых ступеней роторов в наиболее высокотемпературных цилиндрах).

### **Выводы**

Блок СКР-100 являлся уникальной по масштабам действующей моделью мощных перспективных энергоблоков. Результаты, полученные при создании, испытаниях и эксплуатации блока СКР-100, безусловно, должны быть использованы при разработке перспективных энергоблоков на суперкритические параметры пара.

Высокая надёжность и эффективность системы охлаждения, применённой в ЦСВД турбины блока СКР-100, подтверждает правомерность и целесообразность принципов и конструктивных решений, заложенных при её создании.

По мере дальнейшего повышения температур рабочего пара использование предложенного подхода к охлаждению многоступенчатых турбин способно ограничить применение для крупных турбинных деталей новых более дорогостоящих жаропрочных материалов, необходимых для изготовления парогенераторов, а в ряде случаев вообще отказаться от их использования.

**Список литературы:** 1. Шубенко-Шубин, Л. А. О методах охлаждения элементов паровых турбин [Текст] / Л. А. Шубенко-Шубин, С. И. Островский, Б. А. Аркадьев // Тяжёлое и транспортное машиностроение. – 1961. – № 10. – С. 3–21. 2. Поволоцкий, Л. В. Исследование многоэкранной изоляции [Текст] / Л. В. Поволоцкий, Б. А. Аркадьев // Теплоэнергетика. – 1964. – № 1. – С. 61–64. 3. Аркадьев, Б. А. Решение задачи нестационарной теплопроводности на АЦВМ [Текст] / Б. А. Аркадьев, Г. Г. Хливняк, Г. Н. Шатровская // Энергомашиностроение. – 1963. – № 3. – С. 12–15. 4. Аркадьев, Б. А. Решение нелинейной задачи нестационарной теплопроводности в телах произвольной формы [Текст] / Б. А. Аркадьев, Л. И. Варвасинская, Г. Н. Шатровская // Теплоэнергетика. – 1968. – № 3. – С. 60–61. 5. Шубенко-Шубин, Л. А. Паровая турбина ХТГЗ типа СКР-100 с охлаждением для сверхкритических параметров пара [Текст] / Л. А. Шубенко-Шубин, С. И. Островский // Энергомашиностроение. – 1962. – № 6. – С. 3–10. 6. Островский, С. И. Особенности конструкции некоторых узлов охлаждаемого ЦСВД турбины СКР-100 [Текст] / С. И. Островский, Б. А. Аркадьев, Ш. М. Линецкий // Энергетическое машиностроение, ЦИНТИАМ. – 1964. – № 3. – С. 1–6. 7. Аркадьев, Б. А. Проектирование систем охлаждения многоступенчатых турбин [Текст] / Б. А. Аркадьев // Энергетическое машиностроение, НИИИНФОРМТЯЖМАШ. – 1967. – Вып. 3-67-12. – С. 31–34. 8. Клапан для пара высокого перегрева и давления [Текст] : а.с. 207240 : СССР / Л. А. Шубенко-Шубин, С. П. Соболев, Ш. М. Линецкий, Б. А. Аркадьев, М. С. Лукьянов. – 1965. 9. Охлаждаемый трубопровод [Текст] : а.с. 124250 : СССР / Л. А. Шубенко-Шубин, С. И. Островский, Б. А. Аркадьев, И. Я. Нахимов. – 1959. 10. Philo 6 Steam – Electric Generating Unit [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.asme.org/getmedia/d0aaf3f6-e9b5-4408-8a21-02ac803eb6fc/228-Philo-6-Steam-Electric-Generating-Unit.aspx>. – Название с экрана. – 12.12.2014. 11. George J. Silvestri, Jr. Eddystone station, 325 MW generating unit 1 [Электронный ресурс] / George J. Silvestri, Jr. – Режим доступа: <https://www.asme.org/getmedia/97605bd2-720a-47c9-a031-80047ae8deec/226-Eddystone-Station-Unit.aspx>. – Название с экрана. – 12.12.2014. 12. Тумановский, А. Г. Обобщение результатов освоения первого отечественного энергоблока на суперкритические параметры пара для использования при развитии угольной электроэнергетики России [Текст] / А. Г. Тумановский, А. Л. Шварц, Г. Д. Авруцкий, Б. Э. Школьников, В. И. Гладштейн, А. А. Чугреев, М. В. Лазарев // Электрические станции. – 2012. – № 6. – С. 6–12. 13. Берлянд, В. И. Анализ термонапряжённого состояния и циклической прочности конструкции стопорного клапана турбины Р-100-300 ХТГЗ [Текст] / В. И. Берлянд, Л. К. Белевцева, Г. П. Брагинский, В. А. Палей, Л. П. Серёжкина, Н. С. Чернецкий // Теплоэнергетика. – 1978. – № 12. – С. 43–46. 14. Лыско, В. В. Паротурбинные пылеугольные энергоблоки нового поколения [Текст] / В. В. Лыско, Г. И. Мосеев, А. Л. Шварц, Р. А. Петросян, В. Ф. Гуторов // Теплоэнергетика. – 1996. – № 7. – С. 16–23. 15. Тумановский, А. Г. Разработка пылеугольного энергоблока на суперкритические параметры пара [Текст] / А. Г. Тумановский, М. Ю. Алтухов, А. Л. Шварц, Г. Д. Авруцкий, Э. Х. Вербовецкий, Е. А. Туголуков, А. А. Смышляев, Л. А. Хоменок, А. Н. Скоробогатых // Электрические станции. – 2010. – № 1. – С. 7–12. 16. Лейзерович, А. Ш. Современные пылеугольные паротурбинные энергоблоки СКД [Текст] / А. Ш. Лейзерович, Г. Д. Авруцкий, И. А. Савенкова, М. В. Лазарев // Энергохозяйство за рубежом. – 2009. – № 5. – С. 38–52.

**Bibliography (transliterated):** 1. Shubenko-Shubin, L. A., S. I. Ostrovskiy and B. A. Arkadyev. "O metodah ohlazhdeniya elementov parovyh turbin." *T'azholoe i transportnoe mashinostroenie*. No 10. 1961. 3–21. Print. 2. Povolotskiy, L. V., and B. A. Arkadyev. "Issledovanie mnogoekrannoy izol'acii." *Teploenergetika*. No 1. 1964. 61–64. Print. 3. Arkadyev, B. A., G. G. Khlivn'ak and G. N. Shatrovskaya. "Reshenie zadachi nestacionarnoy teploprovodnosti na ACVM." *Energomashinostroenie*. No 3. 1963. 12–15. Print. 4. Arkadyev, B. A., L. I. Varvasinskaya and G. N. Shatrovskaya. "Reshenie nelineynoy zadachi nestacionarnoy teploprovodnosti v telah proizvol'noy formy." *Teploenergetika*. No 3. 1968. 60–61. Print. 5. Shubenko-Shubin, L. A., and S. I. Ostrovskiy. "Parovaya turbina KhTGZ tipa SKR-100 s ohlazhdeniem dlja sverhkriticheskikh parametrov para." *Energomashinostroenie*. No 6. 1962. 3–10. Print. 6. Ostrovskiy, S. I., B. A. Arkadyev and Sh. M. Lineckiy. "Osobennosti konstrukcii nekotoryh uzlov ohlazhdaemogo CSVD turbiny SKR-100." *Energeticheskoe mashinostroenie, CINTIAM*. No 3. 1964. 1–6. Print. 7. Arkadyev, B. A. "Proektirovanie sistem ohlazhdenija mnogostupenchatyh turbin." *Energeticheskoe mashinostroenie, NIINFORMT'AZhMASH*. No 3-67-12. 1967. 31–34. Print. 8. Shubenko-Shubin, L. A., et al. "Klapan dlja para

vysokogo peregreva i davlenija." SSSR A.s. [Patent] 207240. 1965. **9.** Shubenko-Shubin, L. A., et al. "Ohlzhdaemiy truboprovod." SSSR A.s. [Patent] 124250. 1959. **10.** "Philo 6 Steam – Electric Generating Unit." <https://www.asme.org/getmedia/d0aaf3f6-e9b5-4408-8a21-02ac803eb6fc/228-Philo-6-Steam-Electric-Generating-Unit.aspx>. **11.** George J. Silvestri, Jr. "Eddystone station, 325 MW generating unit 1." <<https://www.asme.org/getmedia/97605bd2-720a-47c9-a031-80047ae8deec/226-Eddystone-Station-Unit.aspx>> **12.** Tumanovskij, A. G., et al. "Obobshchenie rezul'tatov osvoyeniya pervogo otechestvennogo energobloka na superkriticheskie parametry para dl'a ispol'zovaniya pri razvitii ugol'noy elektroenergetiki Rossii." *Elektricheskie stancii*. No 6. 2012. 6–12. Print. **13.** Ber'and, V. I., et al. "Analiz termonapr'azhjonnoho sostoyaniy i ciklicheskoj prochnosti konstrukcii stopornogo klapana turbiny R-100-300 KhTGZ." *Teploenergetika*. No 12. 1978. 43–46. Print. **14.** Lysko, V. V., et al. "Paroturbinnye pyleugol'nye energobloki novogo pokoleniya." *Teploenergetika*. No 7. 1996. 16–23. Print. **15.** Tumanovskij, A. G., et al. "Razrabotka pyleugol'nogo energobloka na superkriticheskie parametry para." *Elektricheskie stancii*. No 1. 2010. 7–12. **16.** Leyzerovich, A. Sh., et al. "Sovremennye pyleugol'nye paroturbinnye energobloki SKD." *Energohoz'aystvo za rubezhom*. No 5. 2009. 38–52. Print.

*Поступила (received) 01.02.2015*

UDC 621.165:532.6

**R. RUSANOV**, M.Eng., Research Assistant at IFFM PAS, Gdansk;  
**P. KLONOWICZ**, PhD., Research Associate at IFFM PAS, Gdansk;  
**A. RUSANOV**, D.Sc., Prof., Deputy Director for Science at IPMach NASU, Kharkov;  
**P. LAMPART**, D.Sc., Assoc. Prof., Head of the Centre of Heat and Power Engineering at IFFM PAS, Gdansk;  
**L. JĘDRZEJEWSKI**, M.Eng., Research Assistant at IFFM PAS, Gdansk;  
**L. WITANOWSKI**, M.Eng., Research Assistant at IFFM PAS, Gdansk

## METHODS FOR DESIGN OF AXIAL TURBINES FOR ORC COGENERATION UNIT WORKING WITH MDM

The paper describes two methods for the design of blading systems of axial turbines for an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration unit working with silica oil MDM. The algorithms are based on mathematical models of various levels of complexity – from 1D to 3D. Geometry of flow parts is described with the help of analytical methods of profiling using a limited number of parameters. The 3D turbulent flow model is realised in the software complex *IPMFlow*, which is developed based on the earlier codes *FlowER* and *FlowER-U*, or in software complex *ANSYS*. Examples of developed turbines for a 500 kW machine are presented.

**Key words:** cogeneration unit, Organic Rankine Cycle, CFD, axial turbine.

### Introduction

A promising technology for cogeneration based on local energy resources is Organic Rankine Cycle (ORC) technology. In this Rankine-like technology the power unit is driven by a vapour of a working medium other than water. There is a variety of available working media, which can be effectively selected for a wide range of operating conditions. The medium considered in this paper – MDM belongs to the class of siloxanes and its properties make it suitable for applying in a middle temperature power plant cycle. From the point of view of thermodynamics it reveals a significantly different behavior than the ideal gas [1]. Therefore, in order to obtain a proper working point of the turbine and avoid the unnecessary losses, an appropriate state equation is used in this paper whose coefficients in the assumed expansion region are found from tables of medium properties.

With an ever-growing shortage of energy resources one of the main requirements for modern turbine plants is their high efficiency. The increased efficiency of turbomachinery is possible as a result of their gas-dynamic perfection, for example optimisation of plane sections of the blades, spatial blade profiling, special profiling of meridional contours, etc. [2–4] with the help of computational fluid dynamics (CFD) methods.

An approach to the design of flow parts of axial turbine stages based on the use of mathematical models of various levels of difficulty is presented in this paper. To describe the geometry of flow parts a method of analytical profiling is provided, which uses a limited number of parameters. The paper describes two methods of turbine design, the first method was developed at the A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems of National Academy of Sciences of Ukraine (IPMach NASU) in Kharkov, the second - at the Szewalski Institute of Fluid-Flow Machinery, Polish Academy of Sciences (IFFM PAS) in Gdansk. A 3D turbulent flow model for the first method is realised in the program complex *IPMFlow*, which originates from the programs *FlowER* and *FlowER-U*. A 3D turbulent flow model for the second method is found from the program complex *ANSYS*.

**An algorithm for the designing of turbine flow parts developed at IPMach NASU**

An algorithm for the designing of turbine axial and radial-axial types is introduced in Figure 1. The first step is a preliminary calculation of geometrical characteristics of the flow part using relatively simple methods, based on solving of one-dimensional or quasi-axial-symmetric equations [5, 6].

To construct the full three-dimensional geometry of the flow part on the basis of obtained geometric characteristics, analytical methods of profiling of flow parts are used. These methods allow us to build turbine stages of axial and radial-axial types.

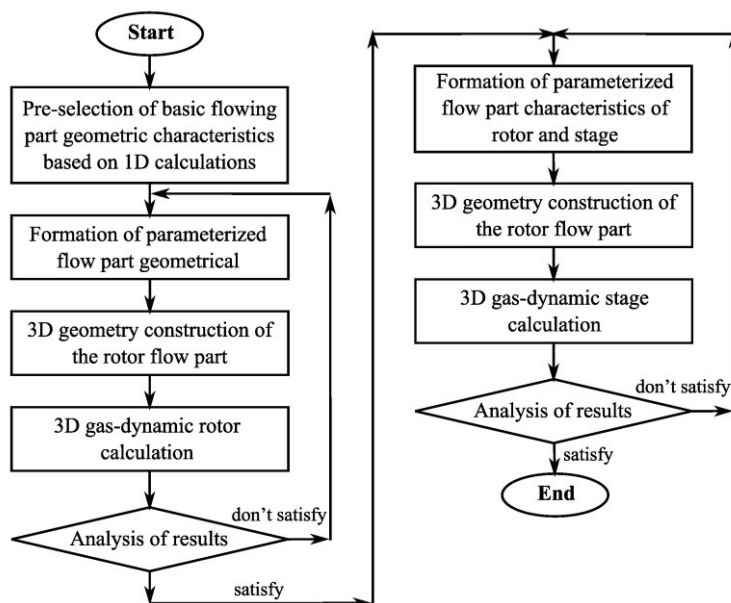


Fig. 1 – Flowchart of flow part stage designing

Calculations of three-dimensional flows in the resulting flow parts of turbine stages are performed using the program complex *IPMFlow*. Most of 3D calculations are performed on coarse grids (with a relatively small number of cells). The refined grids are used only for final calibration calculations. The algorithm of designing the flow part is automated. Several methods for solving optimization tasks such as the Nelder-Mead method and genetic algorithms are used to generate new values of variable parameters (geometric characteristics of the flow part). An automated approach usually requires several hundreds of iterations [5, 7]. Stochastic methods allow for searching of global extremes, but this usually involves increased computational costs [8]. In the given examples, it took up to one hundred 3D calculations to obtain the final form of one stage.

**Building of 3D geometry of the flow part**

The program developed at IPMach NASU is used for blade profiling (fig. 2). Using this program, we can build 3D blade profiles of different complexity, such as shown in figure 3.

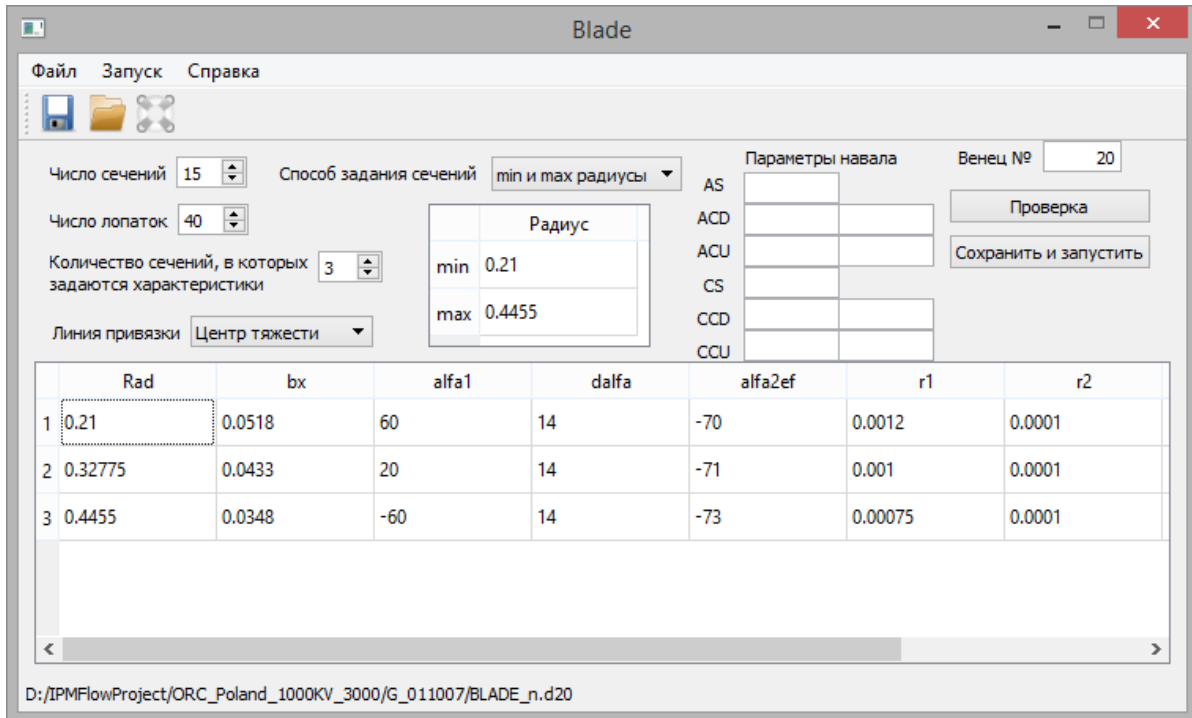


Fig. 2 – Program for blade profiling

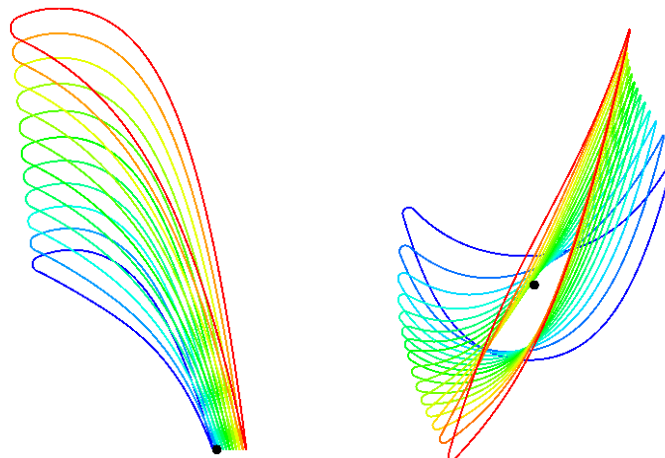


Fig. 3 – View of built profiles of stator and rotor

For building geometry of axial flow turbine blades in this program, the method of parameterization and analytical profiling described in [9] is used. The blade is given by an arbitrary set of flat profiles, each of which is considered in the Cartesian coordinate system with the x-axis parallel to the axis of the turbine and the y-axis coinciding with the cascade front (Fig. 4).

The blades are defined by plane profiles (Fig. 4) described by leading and trailing edges, suction and pressure curves. The leading and trailing edges are circle arcs. The suction and pressure curves are polynomials of the 5-th and 4-th order, respectively:

$$y(x) = \sum_{i=0}^5 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}, \quad (1)$$

$$y(x) = \sum_{i=0}^4 a_i x^i, \quad a_i = \text{const}. \quad (2)$$



The input data for building the profile cascade are:  $b_x$  – profile width,  $\alpha_1$  – camber line inlet angle;  $r_1$  – leading edge radius;  $\alpha_{2ef}$  – cascade effective angle;  $r_2$  – trailing edge radius,  $t$  – cascade pitch;  $\alpha_{2c}$  – "bevel" angle of pressure curve,  $\alpha_{\infty} = \alpha_{2s} + \alpha_{2c}$ ;  $\Delta\alpha_1, \Delta\alpha_2$  – leading and trailing edge angles.  $1p, 2p, 1s, 2s$  are points of conjugation of the input and output edges with suction and pressure side curves, respectively (Fig. 4).

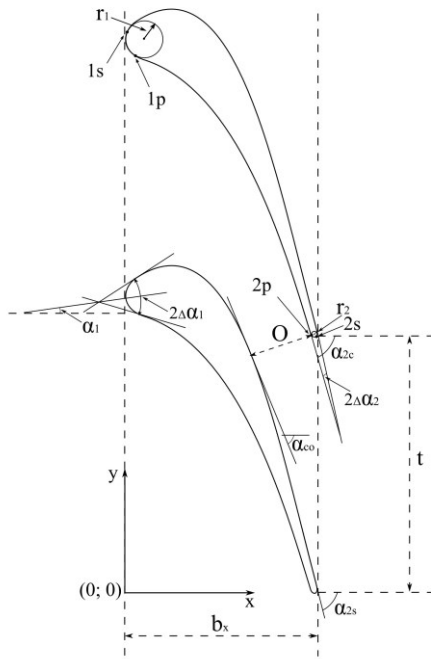


Fig. 4 – Profile cascade

Coefficients that describe the suction curve (1) are found from the following set of equations:

$$\begin{cases} y'_s(x_{1s}) = \text{tg}(\alpha_1 + \Delta\alpha_1) \\ y''_s(x_{1s}) = \{y''_{s,0}\} \\ y_s(x_o) = y_o \\ y'_s(x_o) = \text{tg}(\alpha_o) \\ y_s(x_{2s}) = y_{2s} \\ y'_s(x_{2s}) = \text{tg}\{\alpha_{2s}\} \end{cases} ; \quad (3)$$

where  $x_{1s}, y_{1s}, x_{2s}, y_{2s}$  are coordinates of the tangency points with the leading/trailing edge circles, which are determined by the given angle  $\alpha_1 + \Delta\alpha_1$  at the inlet edge. Parameters  $\alpha_{2s}$  and  $y''_0$  in equation (3) are chosen in a way to provide the assumed value of throat  $O$  and assure the minimum curvature of the curves (1).

The throat can be calculated from the cascade pitch and effective angle

$$O = t \cos \alpha_{2ef}. \quad (4)$$

After the determination of the suction surface as well as the leading and trailing edges, coefficients of the pressure curve (2) are found from the following set of equations:

$$\begin{cases} y_p(x_{1p}) = y_{1p} \\ y'_p(x_{1p}) = \text{tg}(\alpha_1 - \Delta\alpha) \\ y''_p(x_{1p}) = \{y''_{p,0}\} \\ y_p(x_{2p}) = y_{2p} \\ y'_p(x_{2p}) = \text{tg}\alpha_{2p} \end{cases} , \quad (5)$$

where  $x_{1p}, y_{1p}, x_{2p}, y_{2p}$  are coordinates of the tangency points with the leading/trailing edge circles, which can be found from the assumed angle  $\alpha_1 - \Delta\alpha$  at the leading edge and angle  $\alpha_{2p}$  at the trailing edge. The angle  $\alpha_{2p}$  is found from the range between  $\alpha_{2ef}$  and  $\alpha_{2s}$  so as to assure the minimum curvature of the pressure curve (Fig. 4) or  $\alpha_{2s} - \Delta\alpha_2$  is given.

### 3D flow calculation method

For numerical investigations of flow, the software complex *IPMFlow* is used, which is the development of the software systems *FlowER* and *FlowER-U*. It implements the following elements of the mathematical model: the Reynolds-averaged non-stationary Navier-Stokes equations, SST differential two-parameter model of turbulence of Menter, implicit quasi-monotone high-order ENO-scheme. To account for real thermodynamic properties of the working fluid, the Tammann equation of state or the modified Benedict-Webb-Rubin equation of state with 32 coefficients are used. The results of computations obtained from the

code *IPMFlow* have the necessary reliability in the qualitative structure of the flow and in the quantitative characteristics of the isolated turbine cascades and turbine as a whole [10, 11].

#### **Example of design of the flow path for a cogeneration ORC turbine**

The designed ORC turbine is a 500 kW machine operating on MDM as a working medium. The inlet parameters were determined as: pressure – 12 bar, temperature 553.5 K. For the cogeneration ORC installation, the temperature in the condenser was set at 363 K at the saturation pressure of 0.17 bar. The ORC cycle is equipped with a recuperator to increase the cycle efficiency. The resulting pressure drop in the turbine blading system is equal to 70.

The obtained flow path consists of 10 stages. The minimum blade height (for the first stage) is equal to 20 mm. The last stage has 3D shaped stator and rotor blades. The preliminary design was obtained from stage-to-stage calculations of the flow part using 1D methods. 3D calculations were performed on a grid of more than 1 million cells per one stage (about 500 thousand cells in one blade-to-blade passage). A view of the design showing the meridional section of the turbine flow path and hub-to-tip sections of the last stage rotor is presented in Fig. 5. Fig. 6 shows flow visualisation in subsequent turbine stages. The flow is regular. The kinetic energy losses in the turbine are relatively low and amount to 6.7 %, with the leaving energy loss included but the tip leakage loss not included.

#### **The method for the designing of turbine flow parts developed at IFFM PAS**

The in-house program allows one to design multistage axial turbines by means of one-dimensional meanline method. Additionally, it creates the geometry of the blades including three-dimensional shaping of the blade (blade twisting).

The program accepts the following design parameters:  $p_{0t}$ ,  $T_{0t}$ ,  $p_{sk}$ ,  $\dot{m}$ ,  $n$ ,  $L_s$ . Additionally, one must specify the initial distributions of the enthalpy drop ratios, degrees of reaction and the axial widths of the blade rows. Optionally, there is a possibility of defining the distribution of the partial admission along the stages. The 1D module of the program is shown in Fig. 7.

In order to obtain a proper working point of the ORC turbine and to avoid the unnecessary losses, an appropriate equation of state must be used in the machine design process. The method described here uses a Helmholtz free energy equation of state adopted for the family of siloxanes [12] implemented in the NIST Refprop library in version 9.1 [13].

The losses in the blade channels are approximated on the basis of three optional correlations: Craig-Cox [14], Traupel [15] and Filipov [16]. The first of them is set as the default model according to the conclusions presented in the literature [17]. After calculations, the meridional flow path of the turbine is plotted (Fig. 2) together with the velocity triangles for the stages (Fig. 8).

In the next stage of turbine design, the flow efficiency will increase during the process of optimisation. This process can be performed by means of a few possible algorithms:

- Genetic algorithm [18, 19].
- Implicit filtering [20].
- Nelder-Mead method [21, 22].
- Simulated annealing [23].
- Hooke-Jeeves method [24].

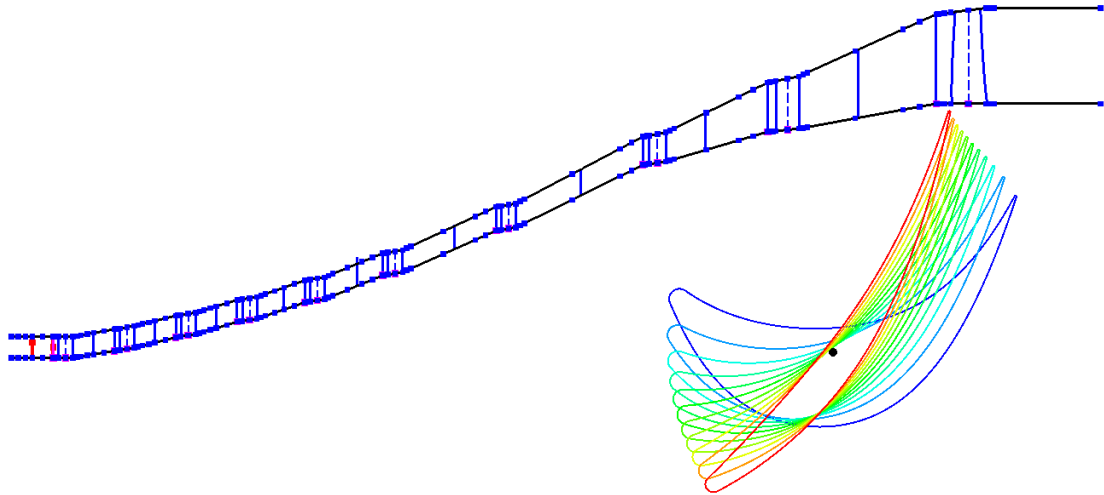
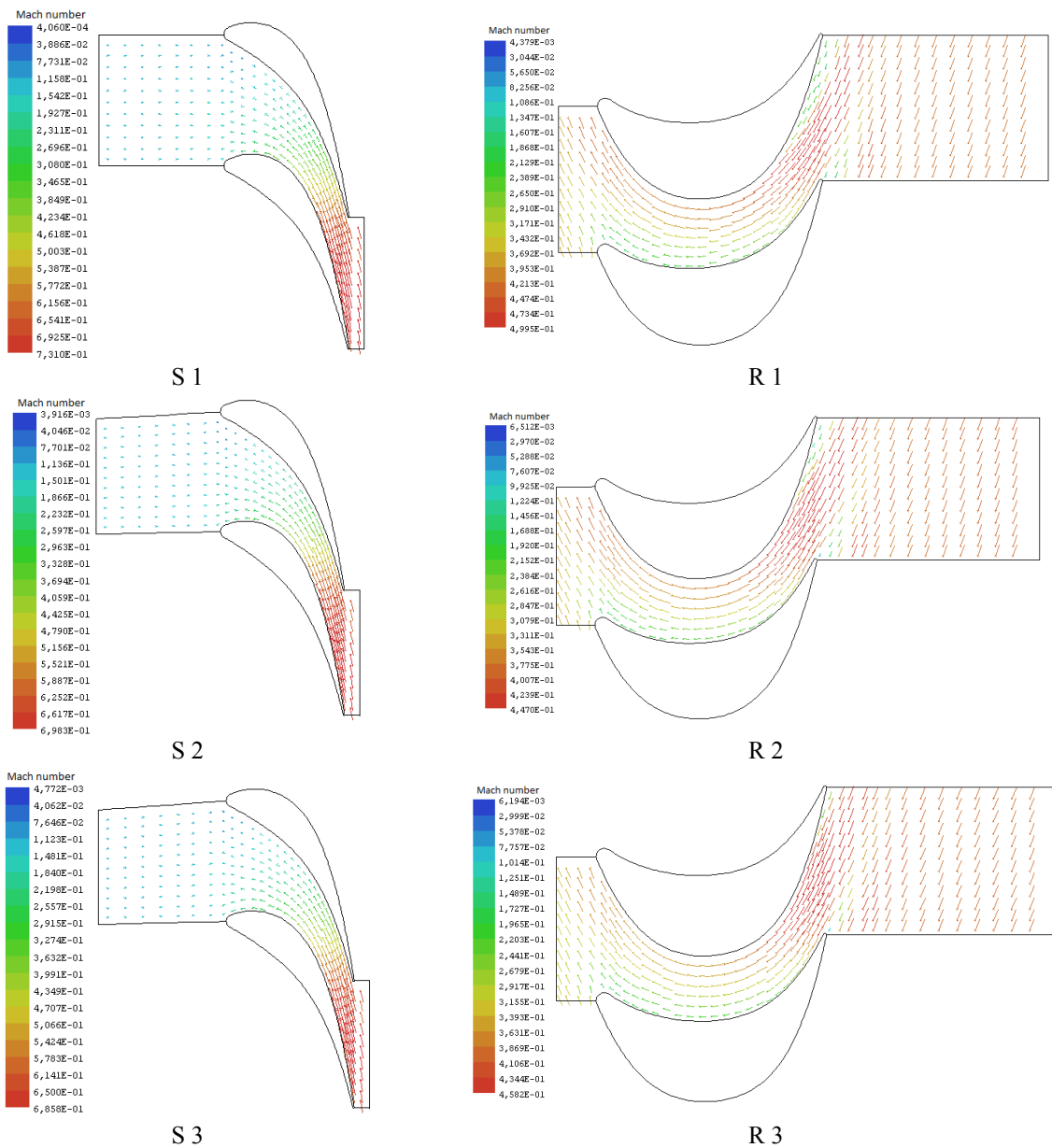
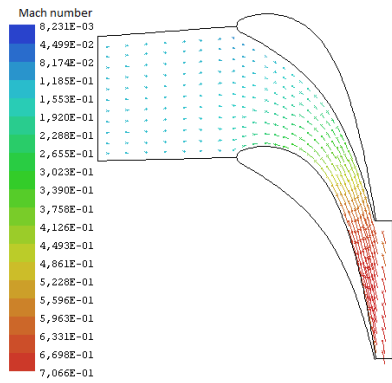
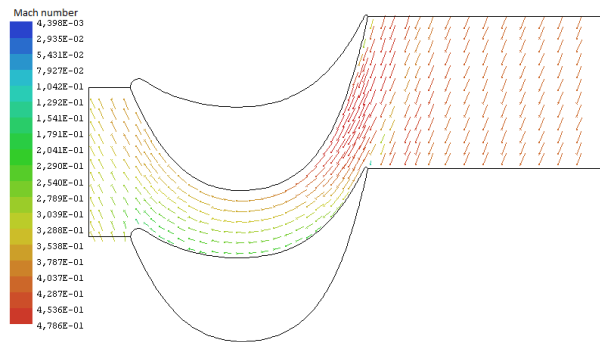


Fig. 5 – View of the meridional section of the turbine flow path and hub-to-tip sections of the last stage rotor

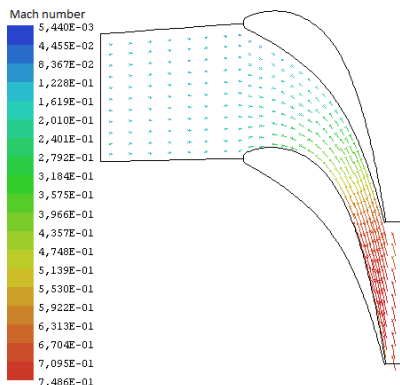




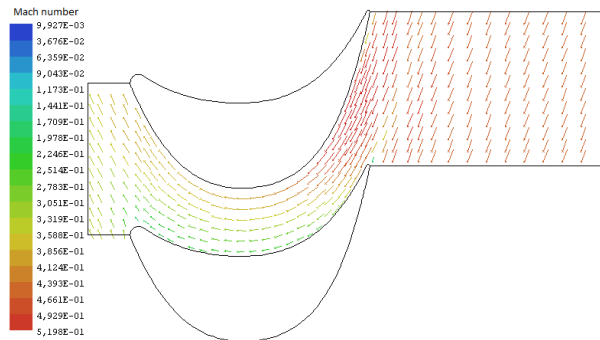
S 4



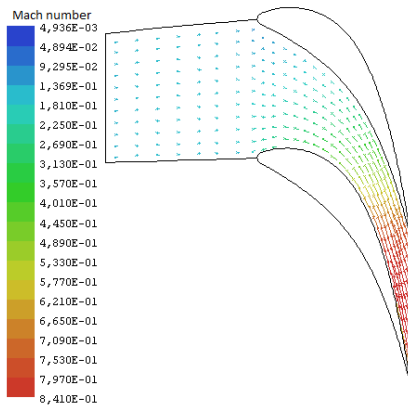
R 4



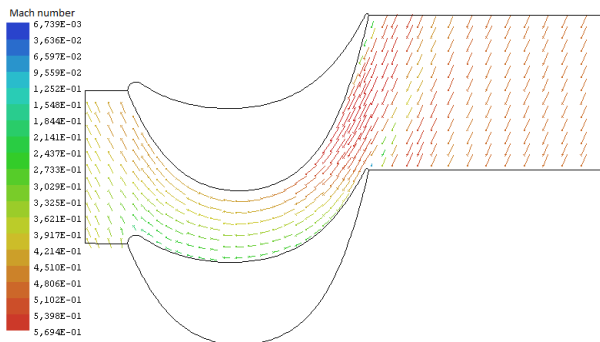
S 5



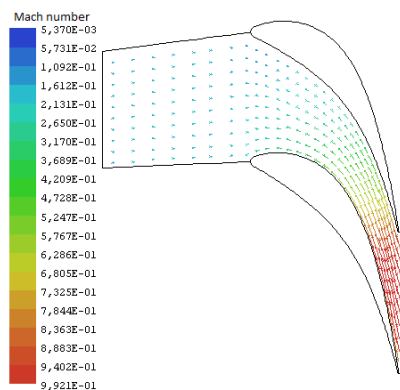
R 5



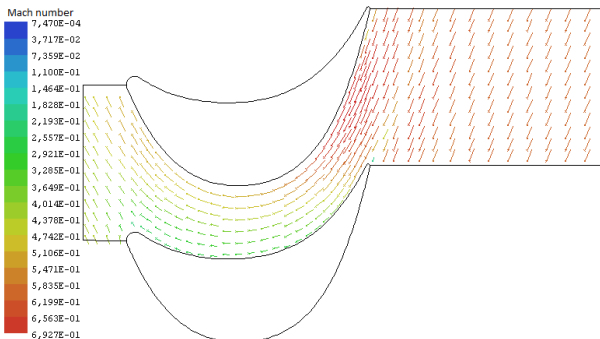
S 6



R 6



S 7



R 7

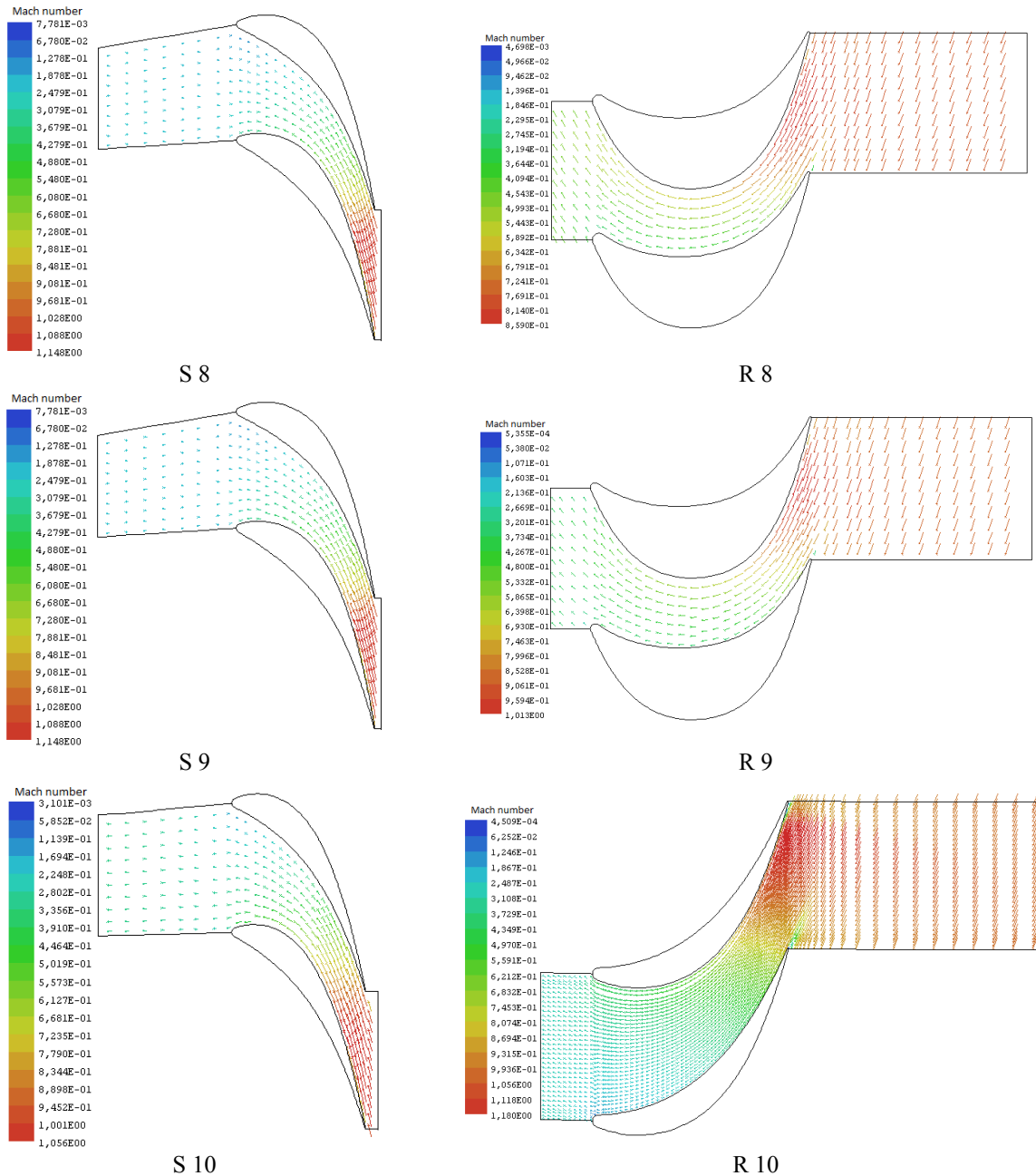


Fig. 6 – Velocity vectors at the mid-span blade-to-blade section

Before this process starts, the optimisation boundaries are defined (isentropic enthalpy drop in stage, degree of reaction, hub diameters, blades length) together with the penalty function and its sensitivity, which contains Mach number, angle  $\alpha_1$  and  $\alpha_2$ , degree of reaction and a ratio of the rotor mean diameter to the blade length. Convergent and good performance of the process depends on the appropriate set of these parameters. The optimisation program still deserves deep study. In the future, the hybrid algorithm of Bees Optimisation with the Nelder-Mead method will be implemented, tested and improved [25, 26]. An optimization module is shown in Fig. 9.

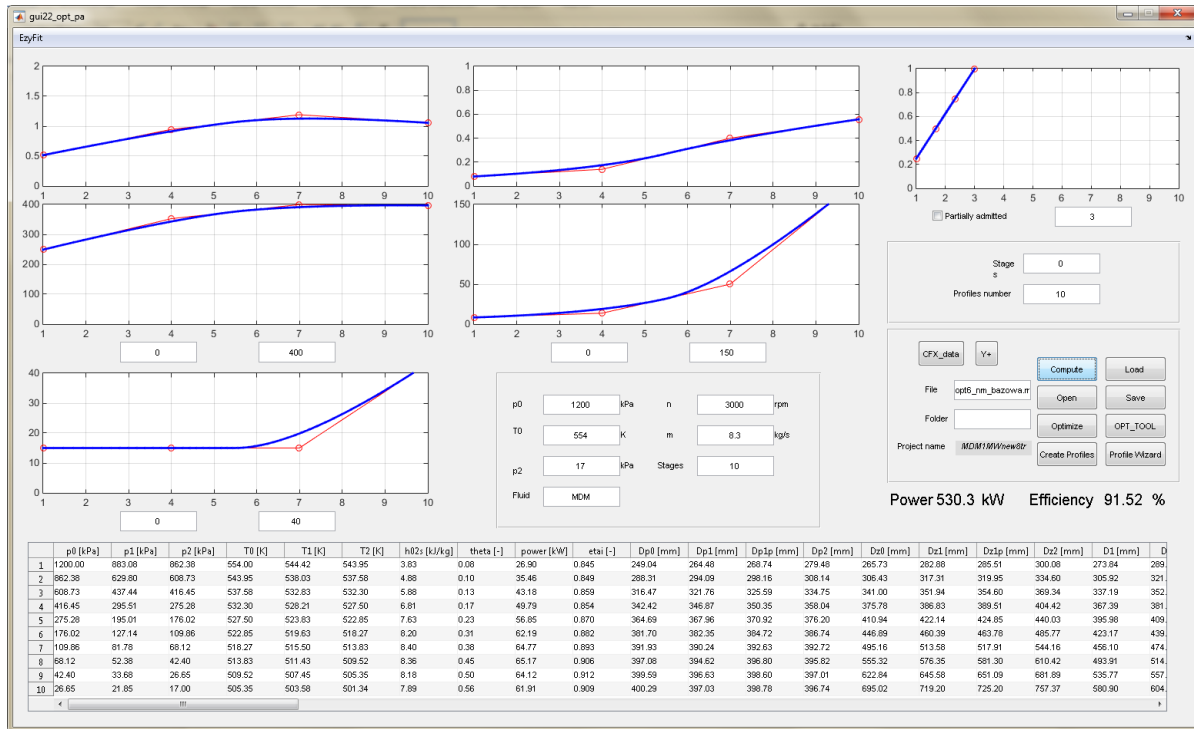


Fig. 7 – The 1D module of the design program

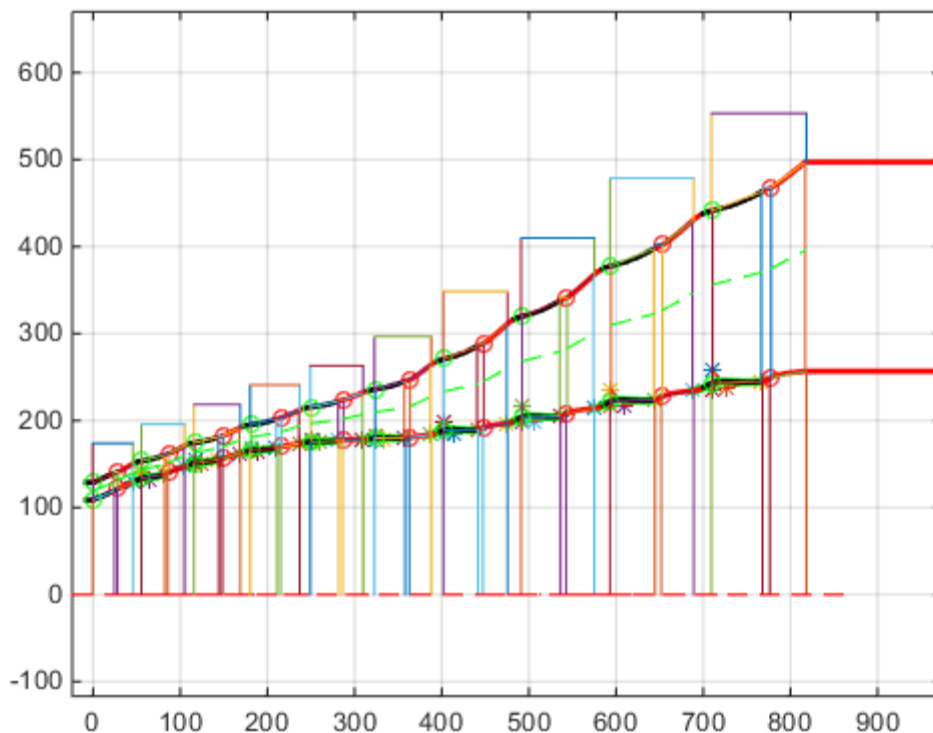


Fig. 8 – An example of the meridional flowpath plotted by the design program

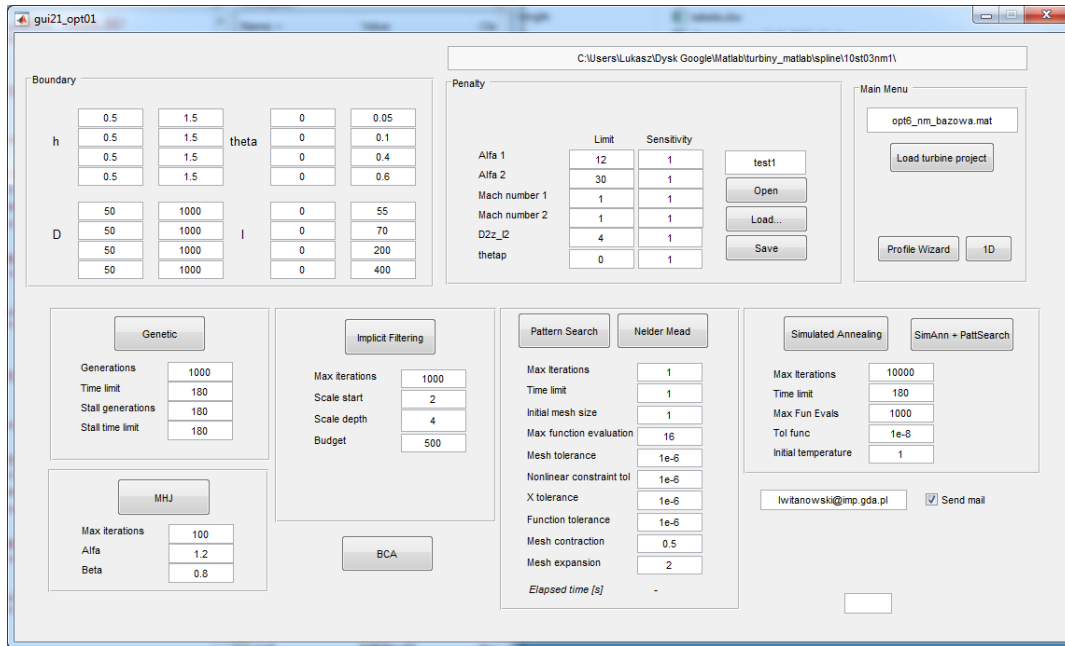


Fig. 9 – Optimization section/module of the design program

The next stage of the design is the creation of the blades geometry. This is made by means of the profile module of the design program. The form of this module is presented in Fig. 10.

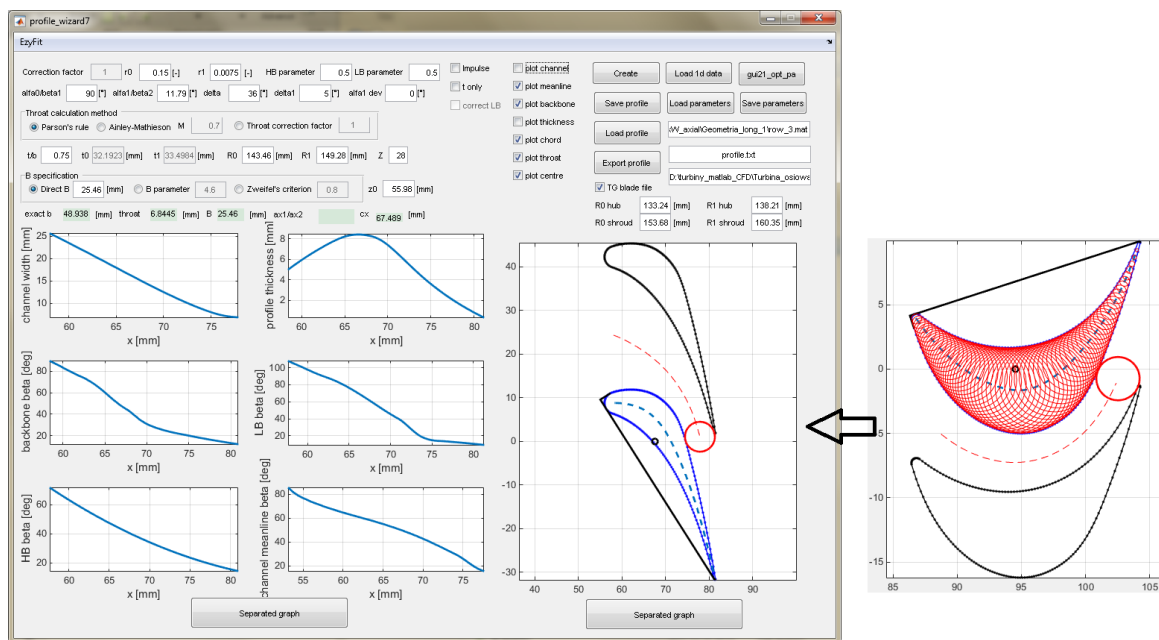


Fig. 10 – The form of the blade geometry module of the design program – example of a stator and rotor

The module acquires values of the angles from 1D calculations and creates the geometry. The pressure side of the profile is a 3<sup>rd</sup> order b-spline curve, while the suction side consists of two 3<sup>rd</sup> order b-splines connected at the throat of the blade channel. The leading and trailing edges of the blade are circular arcs. The resultant distributions of the blade angles, blade thickness and channel width are plotted in the form.

In the case of a significant change of the parameters along the blade (small  $D/l$  ratio), there is a possibility of designing the twisted blades. The distribution of the angles along the blade is computed by means of the radial equilibrium equation [27],

$$-\frac{c_u^2}{r} + c_r \frac{\partial c_r}{\partial r} + c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial r} + F_r. \quad (6)$$

After neglecting the mass force  $F_r$  and radial component  $c_r$ , the equation (6) simplifies to the form

$$\rho \frac{c_u^2}{r} = \frac{\partial p}{\partial r}; \quad (7)$$

which can eventually be transformed to

$$c_z \frac{\partial c_z}{\partial z} + \frac{c_u}{r} \frac{\partial (rc_u)}{\partial r} = 0. \quad (8)$$

The circumferential component obeys the relation

$$c_u r^n = \text{const} \quad (9)$$

and the exponent  $n$  is a constant value. Examples of the change of profiles along the blade height is presented in Fig. 11. It is possible to export the geometry to a CAD environment in order to make the technical documentation.

### **3D flow calculation method**

Once the geometry is created, the CFD simulations can be performed. The computational grids are created in the *ANSYS TurboGrid* software [28], which is capable of generating high quality hexahedral meshes of the blade channels. After the domain discretization is performed, the RANS simulations are made by means of *ANSYS CFX* software. The CFX code uses second order space discretization. The three-dimensional compressible flow of the MDM is computed using single stator and rotor channels with the application of periodicity conditions. Between the blade rows a mixing plane is applied, which circumferentially averages the parameters at the interface. For turbulence modelling, the  $k-\omega$  SST model with automatic wall function is applied. As the boundary conditions, the total pressure and total temperature at the inlet and the static pressure at the outlet are applied. Additionally, 5 % turbulence intensity is applied at the inlet.

Before results of any investigation can be meaningfully discussed or compared, mesh independence study must be performed in order to establish and verify the quality and repeatability of the simulations.

### **Example of design of the flow path for a cogeneration ORC turbine**

The designed ORC turbine is also a 500 kW machine operating on MDM as a working medium. Similar to the previous design, the obtained flow path consists of 10 stages. The preliminary design was obtained from stage-to-stage calculation of the flow part using 1D methods. Final 3D calculations were performed on a grid of 19 mln elements in total. Sample results of the simulations, including Mach number and static pressure contours as well as velocity vectors are shown in Fig. 12 to 15. As seen from the meridional section, endwall contours are slightly different than in the previous design. The flow is regular. The kinetic energy losses in this design are also low and amount to 90.5 % (by the outlet speed) with the leaving energy loss included but the tip leakage loss not included.



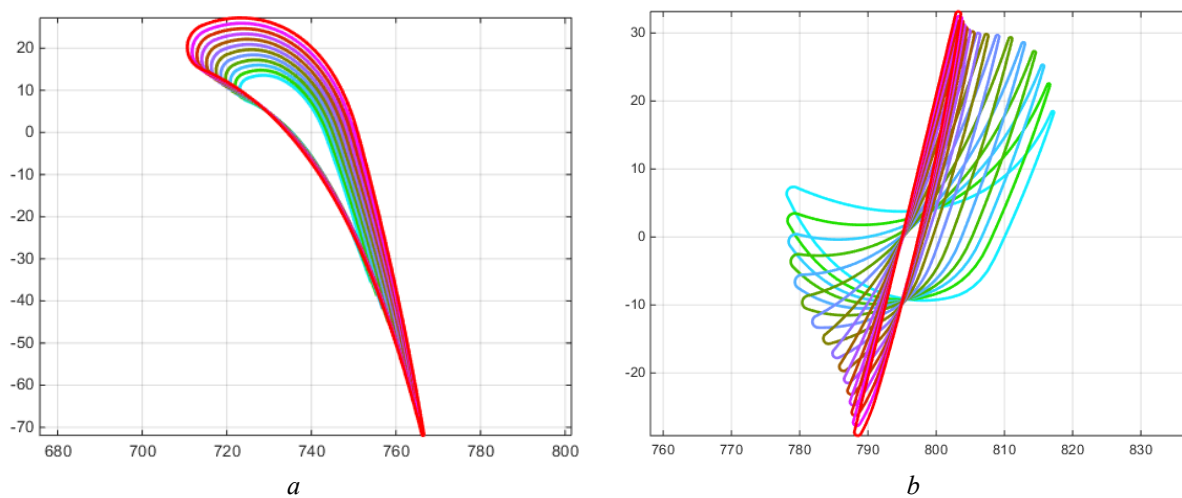


Fig. 11 – The change of the profiles along the blade:  
*a* – example of stator; *b* – example of rotor

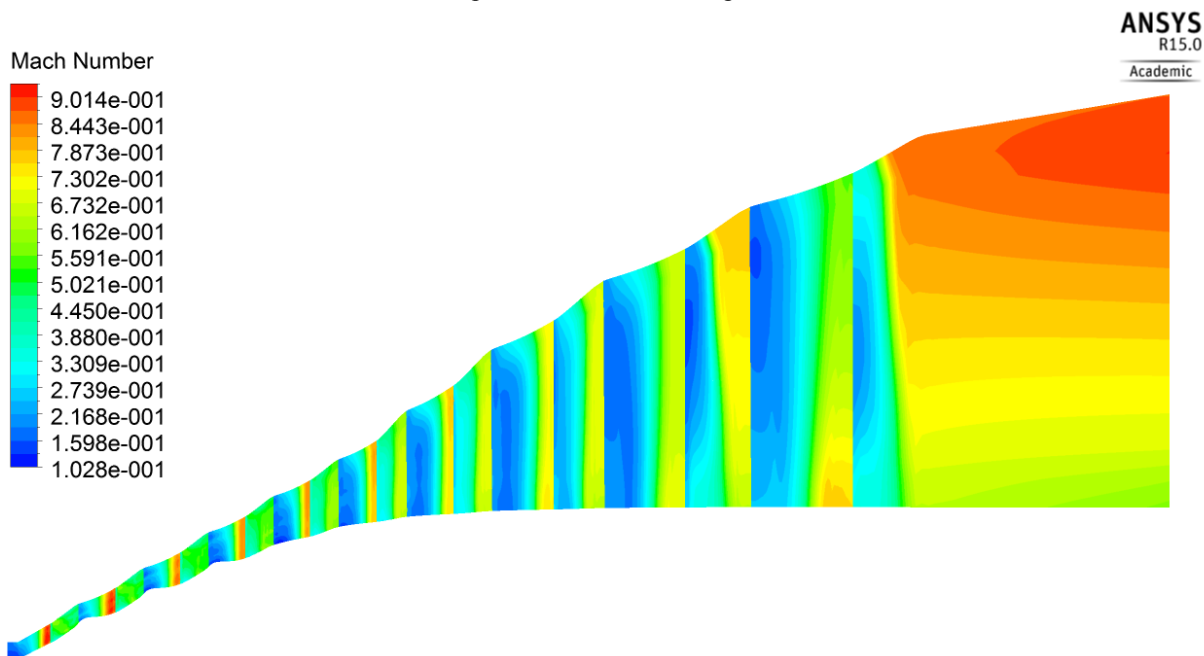


Fig. 12 – Mach number distribution in the turbine (circumerentially averaged)

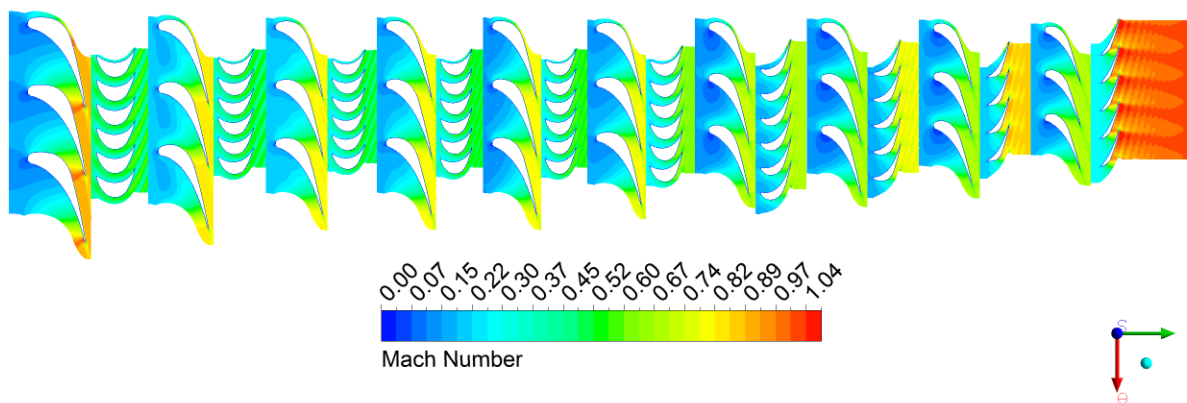


Fig. 13 – Mach number distribution in the turbine (50% of the channel height)

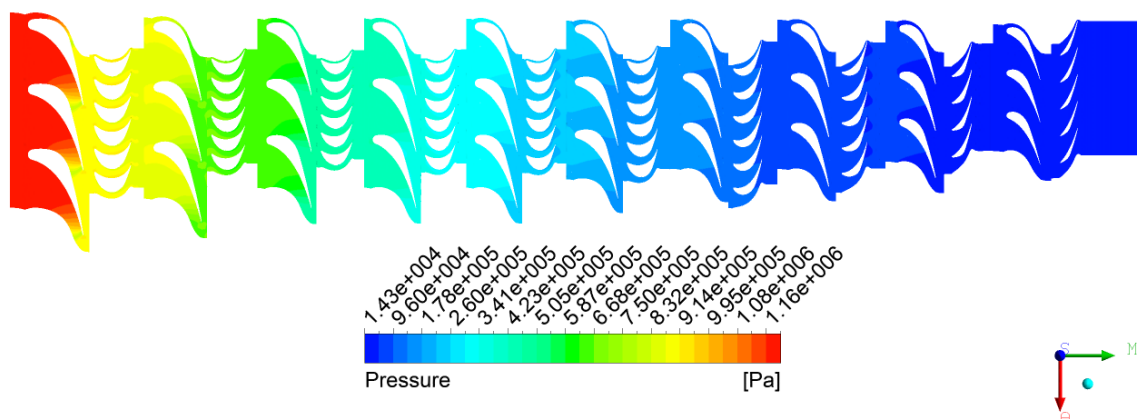


Fig. 14 – Pressure distribution in the turbine (50% of the channel height)

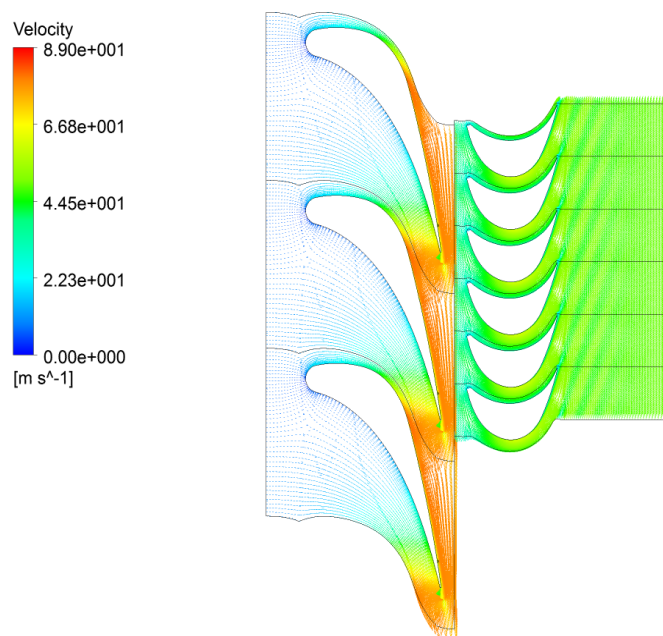


Fig. 15 – Velocity vectors in a stage (50 % of the channel height)

## Conclusions

The described design methods enable the elaboration of an axial turbine for an ORC cogeneration unit. The methods draw on mathematical models of various levels of complexity – from 1D to 3D. The 3D turbulent flow model is realised in the software complex *IPMFlow*, which is developed based on the earlier codes *FlowER* and *FlowER-U*, or in software complex *ANSYS*. Two variants of flow path of a 500 kW axial turbine were presented. Both turbine variants exhibit satisfactory flow efficiencies.

**Literature:** 1. *Harinck, J.* Three-Dimensional RANS Simulation of a High-Speed Organic Rankine Cycle Turbine [Text] / J. Harinck, D. Pasquale, R. Pecnik, P. Colonna // First Int. Semin. ORC Power Syst. ORC. Delft. – 2011. – Available from: <http://orc2011.fyper.com/uploads/File/ORC%20BoA.pdf>. 2. *Кампсти, Н.* Аэродинамика компрессоров: Пер. с англ. [Текст] – М. : Мир, 2000. – 688 с. 3. Научный вклад в создание авиационных двигателей [Текст] : в 2 кн. Кн. 2 / Под общей науч. ред. В. А. Скибина и В. И. Солонина. – М.: Машиностроение, 2000. – 616 с. 4. *Трояновский, Б. М.* Совершенствования проточных частей паровых турбин [Текст] // Теплоэнергетика. – 1996. – № 1. – С. 10–17. – ISSN 0040-3636. 5. *Бойко, А. В.*

Основы теории оптимального проектирования проточной части осевых турбомашин [Текст] / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко. – Харьков : Вища школа, 1989. – 217 с. **6.** *Bilan, A. V.* Автоматизированное проектирование лопаток паровых турбин [Текст] / А. В. Билан, В. Н. Билан // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2006. – № 3(5). – С. 66–68. **7.** *Lampart, P.* Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine [Text] / P. Lampart, S. Yershov // Transactions of the ASME. Journal Engineering for Gas Turbines and Power. – 2003. – Vol. 125, No 1. – P. 385–390. **8.** *David, E.* Goldberg. Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning [Text] / David E. Goldberg. – Addison-Wesley Professional, 1989. – 432 p. – ISBN-10: 0201157675, ISBN-13: 9780201157673. **9.** *Русанов, А. В.* Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А. В. Русанов, Н. В. Пашенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/7(38). – С. 32–37. – ISSN 1729-3774. **10.** *Lampart, P.* Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Łódzka, Łódz, Poland. – 2002. – Vol. 122. – P. 63–70. **11.** *Хомылев, С. А.* Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода [Текст] / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, С. В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ» : сб. науч. трудов. – 2008. – № 6. – С. 23–31. **12.** *Colonna, P.* Multiparameter equations of state for siloxanes: [(CH<sub>3</sub>)<sub>3</sub>-Si-O<sub>1/2</sub>]<sub>2</sub>-[O-Si-(CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>]<sub>i=1,...</sub>,<sub>3</sub>, and [O-Si-(CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>]<sub>6</sub> [Text] / P. Colonna, N. R. Nannan, A. Guardone // Fluid Phase Equilib. – 2008 – № 263 – P. 115–130. doi:10.1016/j.fluid.2007.10.001. **13.** *Lemmon, E.* REFPROP, National Institute of Standards and Technology [Text] / E. Lemmon, M. Huber, M. McLinden. – 2010. **14.** *Craig, H. R. M.* Performance Estimation of Axial Flow Turbines [Text] / H. R. M. Craig, H. J. A. Cox // Proc. Inst. Mech. Eng. – 1970. – № 185 – P. 407–424. **15.** *Traupel, W.* Thermische Turbomaschinen [Text] / W. Traupel. – Springer Singapore Pte. Limited, 2001. **16.** *Абрамов, В. И.* Тепловой расчет турбин [Текст] / В. И. Абрамов, Г. А. Филиппов, В. В. Фролов. – М. : Машиностроение, 1974. – 183 с. **17.** *Klonowicz, P.* Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles [Text] / P. Klonowicz, F. Heberle, M. Preißinger, D. Brüggemann // Energy. – 2014. – № 72 – P. 322–330. **18.** *Michalewicz, Z.* Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne [Text] / Z. Michalewicz. – WNT, 2003. – 432 p. **19.** *Moradi, M. H.* A combination of genetic algorithm and particle swarm optimization for optimal DG location and sizing in distribution systems [Text] / M. H. Moradi, M. Abedini // Int. J. Electr. Power Energy Syst. – 2012. – № 34 – P. 66–74. **20.** *Kelly, C. T.* Implicit Filtering [Text] / C. T. Kelly. – North Carolina : North Carolina State University, Raleigh, 2011. – 158 p. – ISBN 978-1-61197-189-7. **21.** *Lampart, P.* Numerical Optimization of Stator Blade Sweep and Lean in an LP Turbine Stage [Text] / P. Lampart // Int. Jt. Power Gener. Conf., ASME. – 2002. – P. 579–592. **22.** *Lampart, P.* 3D Shape Optimisation of Turbomachinery Blading [Text] / P. Lampart, S. Yershov // TASK Q. – 2002. – № 6. – P. 113–125. **23.** *Kirkpatrick, S.* Optimization by Simulated Annealing [Text] / S. Kirkpatrick, C. D. Gelatt, M. P. Vecchi // American Association for the Advancement of Science. – 1983. – Vol. 220, No. 4598. – P. 671–680. **24.** *Hooke, R.* "Direct search" solution of numerical and statistical problems [Text] / R. Hooke, T. Jeeves // J. Assoc. Comput. Mach. 8. – 1961. – P. 212–229. **25.** *Kumar, S.* An Improved Memetic Search in Artificial Bee Colony Algorithm [Text] / S. Kumar, V. Kumar Sharma, R. Kumari // Int. J. Comput. Sci. Inf. Technol. – 2014. – Vol. 5(2). – P. 1237–1247. – ISSN 0975-9646. **26.** *Mirsadeghi, E.* Hybridizing Artificial Bee Colony with Simulated Annealing [Text] / E. Mirsadeghi, M. Shariat Panahi // Int. J. Hybrid Inf. Technol. – 2012. – Vol. 5(4). – P. 11–18. – ISSN 1738-9968. **27.** *Chodkiewicz, R.* Ćwiczenia projektowe z turbin ciepłych [Text] / R. Chodkiewicz. – WNT, 2008. – 244 p. – ISBN 978-83-204-3362-3. **28.** ANSYS Products CFX, Release 12. – Available from: <http://www.ansys.com>. – 10.03.2014.

**Bibliography (transliterated):** **1.** Harinck, J. et al. "Three-Dimensional RANS Simulation of a High-Speed Organic Rankine Cycle Turbine." *First Int. Semin. ORC Power Syst. ORC. Delft., 2011.* Web 10 January 2015 <<http://orc2011.fyper.com/uploads/File/ORC%20BoA.pdf>>. **2.** Kampsti, N. *Aerodynamika kompresorov.* Moscow : Mir, 2000. Print. **3.** Skibin, V. A. and V. I. Solonina. *Nauchnij vklad v sozdanie aviacionih dvigatelej.* Vol. 2. Moscow : Mashinostroenie, 2000. Print. **4.** Trojanovskij, B. M. "Sovershenstvovaniya protochnyh chastej parovyh turbin." *Tepljenergetika* 1 (1996): 10–17. ISSN 0040-3636. Print. **5.** Boiko, A. V., and Govorushchenko Yu. N. *Osnovi teorij optimalnogo proektirovanijja protochnoj chasti osevich turbomashin.* Kharkov : Vishcha shkola, 1989. Print. **6.** Bilan, A. V. and V. N. Bilan. *Avtomatizirovaoe proektirovanie lopatok parovyh turbin.* No 3(5). Sumi : Kompresornoe I energeticheskoe mashinostroenie, 2006. 66–68. Print. **7.** Lampart, P., and S. Yershov. "Direct Constrained Computational Fluid Dynamics Based Optimization of Three-Dimensional Blading for the Exit Stage of a Large Power Steam Turbine." *Transactions of the ASME.*

*Journal Engineering for Gas Turbines and Power*. Vol. 125.1. 2003. 385–390. Print. **8**. David, E. Goldberg. *Genetic Algorithms in Search, Optimization, and Machine Learning*. Addison-Wesley Professional, 1989. ISBN-10: 0201157675, ISBN-13: 9780201157673. Print. **9**. Rusanov, A. V., N. V. Pashchenko and A. I. Kos'yanova. "Metod analiticheskogo profilirovanija lopatochnyh vencov protochnyh chastej osevyh turbin." *Vostochno-Evropskij zhurnal peredovyh tehnologij*. No 2/7(38). 2009. 32–37. ISSN 1729-3774. Print. **10**. Lampart, P., S. Yershov and A. Rusanov. *Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases*. Poland: Politechnika Lodzka, 2002. Print. **11**. Homilev, S. A., S. B. Reznik and S. V. Ershov. "Chislennoe issledovanie obtakanija turbinnih reshetok profilej: chast' 1 – verifikacija raschetnogo metoda." *Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie. Vestnik NTU "KhPI"*. No 6. Kharkov: Vestnik NTU "KhPI", 2008. 23–31. Print. **12**. Colonna, P., N. R. Nannan and A. Guardone. "Multiparameter equations of state for siloxanes: [(CH<sub>3</sub>)<sub>3</sub>-Si-O<sub>1/2</sub>]<sub>2</sub>-[O-Si-(CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>]<sub>i</sub>, i=1,...,3, and [O-Si-(CH<sub>3</sub>)<sub>2</sub>]<sub>6</sub>." *Fluid Phase Equilib*. No 263. 2008 115–130. doi:10.1016/j.fluid.2007.10.001. Print. **13**. Lemmon, E., M. Huber and M. McLinden. *REFPROP, National Institute of Standards and Technology*. 2010. Print. **14**. Craig, H. R. M., and H. J. A. Cox. "Performance Estimation of Axial Flow Turbines." *Proc. Inst. Mech. Eng.* No 185. 1970. 407–424. Print. **15**. Traupel, W. *Thermische Turbomaschinen*. Springer Singapore Pte. Limited, 2001. Print. **16**. Abramov, W. I., G. A. Filipov and W. W. Frolov. *Tieplowoj rascziot turbin*. Moscow : Mashinostroenie, 1974. Print. **17**. Klonowicz, P., et al. "Significance of loss correlations in performance prediction of small scale, highly loaded turbine stages working in Organic Rankine Cycles." *Energy* 72 (2014): 322–330. Print. **18**. Michalewicz, Z. *Algorytmy genetyczne + struktury danych = programy ewolucyjne*. WNT, 2003. Print. **19**. Moradi, M. H., and M. Abedini. "A combination of genetic algorithm and particle swarm optimization for optimal DG location and sizing in distribution systems." *Int. J. Electr. Power Energy Syst.* No 34. 2012. P. 66–74. Print. **20**. Kelly, C. T. *Implicit Filtering*. North Carolina : North Carolina State University, Raleigh, 2011. ISBN 978-1-61197-189-7. Print. **21**. Lampart, P. "Numerical Optimization of Stator Blade Sweep and Lean in an LP Turbine Stage." *Int. Jt. Power Gener. Conf., ASME*. 2002. 579–592. Print. **22**. Lampart, P., and S. Yershov. "3D Shape Optimisation of Turbomachinery Blading." *TASK Q*. No 6. 2002. 113–125. Print. **23**. Kirkpatrick, S., C. D. Gelatt and M. P. Vecchi. "Optimization by Simulated Annealing." *American Association for the Advancement of Science*. Vol. 220.4598. 1983. 671–680. Print. **24**. Hooke, R., T. Jeeves. "Direct search" solution of numerical and statistical problems." *J. Assoc. Comput. Mach.* 8. 1961. 212–229. Print. **25**. Kumar, S., V. Kumar Sharma and R. Kumari. "An Improved Memetic Search in Artificial Bee Colony Algorithm." *Int. J. Comput. Sci. Inf. Technol.* Vol. 5(2). 2014. 1237–1247. ISSN 0975-9646. Print. **26**. Mirsadeghi, E., M. Shariat Panahi. "Hybridizing Artificial Bee Colony with Simulated Annealing." *Int. J. Hybrid Inf. Technol.* Vol. 5(4). 2012. 11–18. ISSN 1738-9968. Print. **27**. Chodkiewicz, R. *Ćwiczenia projektowe z turbin cieplnych*. WNT, 2008. ISBN 978-83-204-3362-3. Print. **28**. *ANSYS Products CFX, Release 12*. Web 10 March 2014 <<http://www.ansys.com>>.

*Received to editorial board 16.01.2015*

УДК 621.165

**Ю. А. ЮДИН**, канд. техн. наук, доц.; проф. НТУ «ХПИ»;

**В. П. СУББОТОВИЧ**, д-р техн. наук, с.н.с.; проф. НТУ «ХПИ»;

**А. Ю. ЮДИН**, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. НТУ «ХПИ»;

**С. А. ТЕМЧЕНКО**, м.н.с. НТУ «ХПИ»

## О ВЛИЯНИИ НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЫХОДНЫХ ДИФFUЗОРОВ ЧИСЛА МАХА ЗА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНЬЮ ТУРБИНЫ

Выполнены расчетные исследования с помощью *CFD* двух осесимметричных осерадиальных диффузоров, характерных для выхлопных патрубков паровых турбин, в широком диапазоне изменения давления на выходе диффузоров при наличии надбандажной протечки. Показано, что коэффициенты полных потерь исследованных диффузоров, существенно отличающиеся на дозвуковых режимах, имеют близкие значения на околосвуковых скоростях потока. Определены коэффициенты внутренних потерь и с выходной скоростью, характер течения в диффузорах. Полученные результаты позволят в некоторой степени дополнить базу данных проектировщиков, решающих задачи конструирования диффузоров выходных патрубков для скоростей потока близких к скорости звука.

**Ключевые слова:** последняя ступень турбины, выходной диффузор, число Маха, коэффициенты потерь.

### Введение

При разработке новых и модернизации существующих конструкций паровых турбин число Маха на выходе из последней ступени ЦНД может достигать 0,8–1,0. Нагрузка на последнюю ступень и выхлопной патрубок может значительно увеличиваться вследствие сезонного снижения давления в конденсаторе, отключения теплофикационного отбора. Экспериментальные исследования, выполненные на моделях диффузоров в различных организациях [1–4], показали, что для некоторых конструкций выходных диффузоров при числах Маха, немного превышающих 0,6, начинается резкий рост коэффициента полных потерь с появлением эффекта «запирания» диффузора, когда число Маха на входе в диффузор (за последней ступенью) становится фиксированным. В натуральных условиях при понижении давления в конденсаторе, если возникает эффект «запирания» выходного патрубка, расширительная способность косога среза рабочего колеса последней ступени может быть еще далеко не исчерпана, а некоторые ЦНД могут не выйти на расчетный режим. Эффект резкого роста полных потерь связан с обтеканием криволинейных поверхностей наружного обвода, кольцевых лопаток, элементов системы жесткости и отрывных участков на них, что сопровождается появлением местных звуковых зон и скачков уплотнения. Среди конструктивных факторов, улучшающих работу выходного патрубка при околосвуковых скоростях, авторы выделяют: внезапное расширение на входе в диффузор, гладкость обводов, профилирование сборной камеры. Необходимо также учитывать, что в периферийной зоне диффузора имеет место надбандажная протечка из рабочего колеса последней ступени, скорости которой могут значительно превышать скорость звука. Однако, исследований с учетом этого важного фактора выполнено очень мало [5, 6]. В основном во всех работах рассматривается только коэффициент полных потерь, не разделяя его на составляющие – коэффициенты внутренних потерь и потерь с выходной скоростью, что сужает возможности анализа.

В последнее время широкое распространение получили расчетные исследования элементов проточной части турбомашин с помощью *CFD*, которые позволяют

© Ю.А. Юдин, В.П. Субботович, А.Ю. Юдин, С.А. Темченко, 2015

относительно оперативно по сравнению с физическим экспериментом получить информацию об аэродинамической эффективности исследуемых объектов.

В данной статье представлены результаты расчетного исследования осерадиальных диффузоров в широком диапазоне до и околозвуковых скоростей в них. Их основные размеры характерны для одной из паровых турбин. Выполнено разделение коэффициента полных потерь на составляющие и проведен анализ течения в диффузорах при наличии надбандажной протечки рабочего колеса последней ступени.

### Компьютерные модели диффузоров и аэродинамические параметры

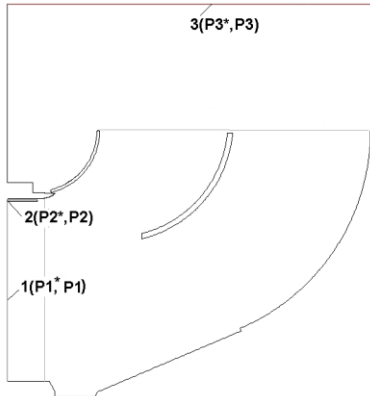


Рис. 1 – Диффузор *У* – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой

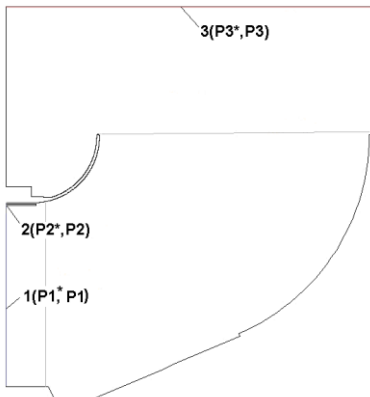


Рис. 2 – Диффузор *Н* – с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки

Расчет выполнялся с помощью коммерческой *CFD* программы, позволяющей рассчитывать трехмерные, сжимаемые, вязкие, нестационарные потоки. Исследуемые осесимметричные модели диффузоров имели два входных сечения – 1, 2 и одно выходное сечение – 3 (рис. 1 и 2), и отличались формой наружного обвода, наличием или отсутствием кольцевой лопатки. Диффузор *У* имел уступ на наружном обводе и кольцевую лопатку (рис. 1), а у второго диффузора *Н* кольцевая лопатка отсутствовала и наружный обвод выполнен непрерывным при такой же степени расширения диффузора (рис. 2). От входных сечений 1 и 2 к выходному – 3 поток поворачивался на 90°.

Оба диффузора исследованы при одних и тех же параметрах на входе и выходе. В сечении 1 заданы давление и температура торможения  $P_1^* = 120,6$  кПа и  $T_1^* = 323$  К, определяющие выход рабочего тела из последней ступени до бандажа, а в сечении 2 – параметры заторможенного потока  $P_2^* = 181,3$  кПа и  $T_2^* = 323$  К, имитирующего надбандажную протечку. В выходном сечении 3 задавалось девять значений статического давления –  $P_3 = 116,3; 111,3; 106,3; 104,3; 101,3; 91,3; 86,3; 71,3; 61,3$  кПа. В качестве рабочего тела принят воздух.

Статическое давление  $P_1$ , число Маха  $M_{C1}$  во входном сечении 1, давление торможения  $P_3^*$  в выходном сечении 3 изменялись в результате расчетов и зависели от заданного давления  $P_3$  и коэффициента полных потерь диффузора. Диапазон осредненных чисел Маха  $M_{C1}$  на входе в диффузор *У* составлял 0,37–0,96, а в диффузор *Н* – 0,46–0,95.

*Коэффициенты потерь диффузоров:*  $\zeta_{\Pi}$  – полных потерь,  $\zeta_{\text{ВЫХ}}$  – потерь с выходной скоростью и  $\zeta$  – внутренних потерь

$$\zeta_{\Pi} = \frac{1 - \left(\frac{P_3}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad \zeta_{\text{ВЫХ}} = \frac{1 - \left(\frac{P_3}{P_3^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}, \quad \zeta = \zeta_{\Pi} - \zeta_{\text{ВЫХ}}.$$

Результаты расчетных исследований

Таблица 1.

Характеристики диффузоров

Статическое давление $P_3$ , кПа	Диффузор У – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой					Диффузор Н – с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки				
	$P_1$ , кПа	$M_{C1}$	$\zeta_{п}$	$\zeta_{вых}$	$\zeta$	$P_1$ , кПа	$M_{C1}$	$\zeta_{п}$	$\zeta_{вых}$	$\zeta$
116,32	109,82	0,366	0,391	0,253	0,138	103,91	0,464	0,248	0,176	0,072
111,32	104,84	0,45	0,578	0,355	0,223	93,29	0,615	0,320	0,223	0,097
106,32	99,34	0,532	0,657	0,395	0,262	84,95	0,725	0,372	0,261	0,111
104,32	97,08	0,564	0,676	0,403	0,273	83,34	0,746	0,405	0,279	0,126
101,32	93,37	0,615	0,689	0,409	0,28	82,41	0,758	0,472	0,338	0,134
91,32	83,64	0,742	0,77	0,448	0,322	78,61	0,807	0,665	0,458	0,207
86,32	79,80	0,792	0,819	0,476	0,343	78,36	0,809	0,787	0,598	0,189
71,32	70,90	0,906	0,990	0,553	0,437	71,30	0,893	1,014	0,783	0,231
61,32	66,60	0,960	1,126	0,627	0,499	67,60	0,948	1,146	0,898	0,248

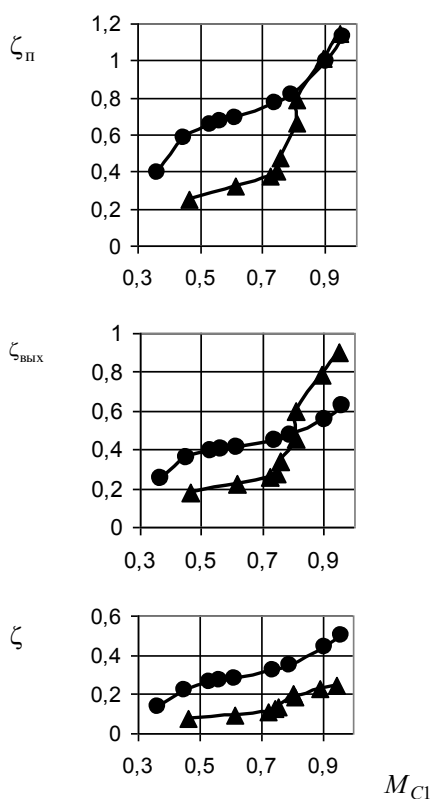


Рис. 3 – Зависимости коэффициентов потерь диффузоров от числа  $M_{C1}$ :

- – диффузор У – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой;
- ▲ – диффузор Н – с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки

Анализ характеристик и течения в диффузорах

Характеристики диффузоров представлены в табл. 1 и на рис. 3.

На рис. 4, 5 представлено распределение линий тока и чисел Маха для двух значений давления на выходе  $P_3$  – 106,32 кПа и 61,32 кПа, при которых реализовывался дозвуковой и околозвуковой режимы течения в диффузорах.

На дозвуковых режимах у диффузора Н коэффициенты потерь, давление во входном сечении I значительно меньше, а числа Маха  $M_{C1}$  больше, по сравнению с вариантом У. Так, при давлении на выходе  $P_3 = 106,32$  кПа давление на входе –  $P_1$  и число Маха  $M_{C1}$  имеют значения 84,95 кПа и 0,725, а у диффузора У эти параметры равны соответственно 99,34 кПа и 0,532. Если сравнить коэффициенты полных потерь при одинаковых значениях числа  $M_{C1}$ , то у диффузора Н этот коэффициент почти в 2 раза меньше за счет обоих составляющих – коэффициентов потерь с выходной скоростью и внутренних потерь.

На этом дозвуковом режиме в диффузоре Н течение безотрывное (рис. 4а,б). Этому способствует надбандажная протечка, действие которой аналогично вдуву высокоскоростной струи в пограничный слой вдоль торового наружного обвода. В диффузоре У (рис. 4в,г) имеют место

отрывы потока от середины наружного обвода и практически от входной кромки кольцевой лопатки. Поэтому коэффициенты потерь внутренних и с выходной скоростью у этого диффузора больше за счет взаимодействия основного потока с поверхностью кольцевой лопатки, отрывными зонами и уменьшения площади проходных сечений.

*Околосвуковые режимы.* Полные потери у диффузора  $H$  увеличиваются с большим темпом (рис. 3) при числах  $M_{c1} > 0,72$ , а при значениях  $M_{c1} \approx 0,8$  и выше коэффициенты полных потерь имеют близкие значения с несколько лучшими показателями у диффузора  $U$ . Это связано с более интенсивным ростом коэффициента потерь с выходной скоростью в диффузоре  $H$  по сравнению с диффузором  $U$ .

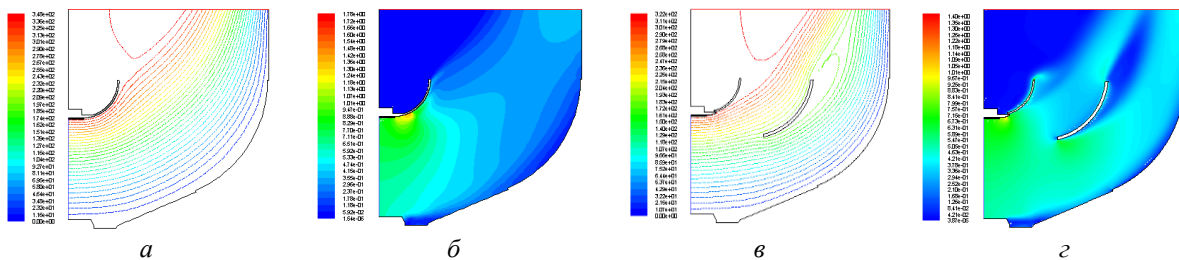


Рис. 4 – Линии тока и числа Маха при давлении  $P_3 = 106,32$  кПа:  
 $a, б$  – диффузор  $H$ ;  $в, з$  – диффузор  $U$ ;  $a, в$  – линии тока;  $б, з$  – числа Маха

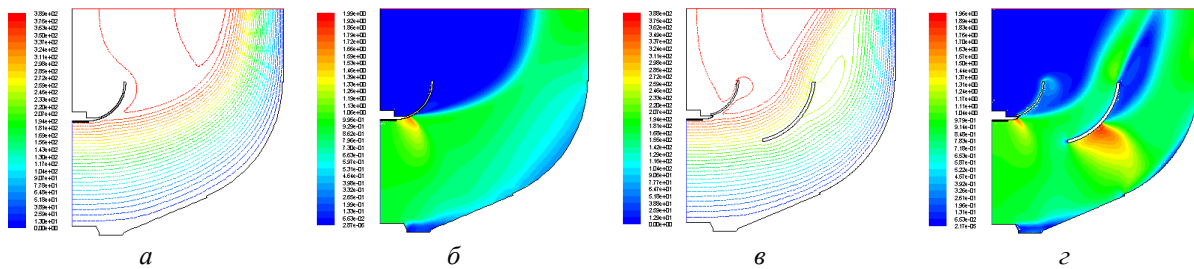


Рис. 5 – Линии тока и числа Маха при давлении  $P_3 = 61,32$  кПа:  
 $a, б$  – диффузор  $H$ ;  $в, з$  – диффузор  $U$ ;  $a, в$  – линии тока;  $б, з$  – числа Маха

Сверхзвуковая струя надбандажной протечки замыкается скачком уплотнения, за которым поток отрывается от криволинейной поверхности наружного обвода (рис. 5 $a,б,в,з$ ). С ростом  $M_{c1}$  скачок уплотнения приближается к бандажу, увеличивая размеры отрывной циркуляционной зоны и потерю с выходной скоростью. В диффузоре  $H$  при увеличении числа  $M_{c1}$  от 0,725 до 0,948 потеря с выходной скоростью  $\zeta_{\text{вых}}$  увеличивается более чем в три раза от 0,261 до 0,898, а в диффузоре  $U$  кольцевая лопатка, активно взаимодействуя с оторвавшимся потоком, способствует лучшему заполнению проходных сечений диффузора и умеренному росту потери с выходной скоростью при переходе на околосвуковые режимы ( $M_{c1} = 0,532-0,96$ ,  $\zeta_{\text{вых}} = 0,395-0,627$ ).

Особенностью диффузора  $H$  является ранее установленный факт [7], что внутри исследованного диапазона давления  $P_3$  при значениях – 104,3, 101,3, 91,3 кПа имеют место нестационарные режимы течения, связанные с колебаниями скачка уплотнения



на наружном обводе диффузора, давления внутри диффузора и в периферийной зоне за бандажом последней ступени.

#### Выводы

Определены коэффициенты потерь и характер течения в двух осерадиальных диффузорах: с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой  $У$  и с непрерывным наружным обводом и без кольцевой лопатки  $Н$  в широком диапазоне числа Маха за последней ступенью турбины.

Установлено, что на дозвуковых режимах диффузор  $Н$  имеет безотрывное течение и существенно меньшие значения коэффициентов потерь по сравнению с диффузором  $У$ . На околозвуковых скоростях коэффициенты полных потерь обоих исследованных диффузоров увеличиваются до значений превышающих 1 и имеют близкие значения, но коэффициенты потерь внутренних и с выходной скоростью существенно отличаются.

В исследованном диапазоне давлений  $P_3$  на выходе диффузора  $У$  – с уступом на наружном обводе и кольцевой лопаткой нестационарных режимов не обнаружено.

Полученные результаты позволят в некоторой степени дополнить базу данных проектировщиков, решающих задачи конструирования диффузоров выходных патрубков для околозвуковых скоростей потока в них.

**Список литературы:** 1. Мигай, В. К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В. К. Мигай, Э. И. Гудков. – Ленинград : Машиностроение, 1981. – 272 с. 2. Зысина-Моложен, Л. М. Эффективность осерадиальных диффузоров при различных режимах течения [Текст] / Л. М. Зысина-Моложен, В. М. Кузнецова, Ю. С. Сайков, Л. А. Фельдберг // Теплоэнергетика. – 1980. – № 5. – С. 19–23. 3. Касилов, В. Ф. Исследование выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины [Текст] / В. Ф. Касилов, В. Н. Галацан, В. А. Конев, В. Н. Денисов // Теплоэнергетика. – 1990. – № 5. – С. 35–39. 4. Жилинский, В. П. Исследование выхлопных патрубков паровых турбин при околозвуковых скоростях на входе [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 – парогенераторостроение, гидротурбостроение и паогазо-турбостроение / В. П. Жилинский. – М. : МЭИ, 1979 – 18 с. 5. Гаркуша, А. В. Особенности совместной работы ступени и выхлопного патрубка турбины при различных радиальных зазорах над рабочим колесом [Текст] / А. В. Гаркуша, В. Е. Добрынин, А. В. Лапузин, Ю. А. Юдин // Теплоэнергетика. – 1988. – № 8. – С. 33–36. 6. Юдин, А. Ю. Исследование осесимметричных диффузоров выходных патрубков турбомашин со специальным вдувом потока [Текст] // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3(80). – С. 80–84. – ISSN 1727-7337. 7. Юдин, Ю. А. Влияние надбандажной протечки на аэродинамику выхлопного патрубка ЦНД паровой турбины при изменении противодействия [Текст] / Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. В. Лапузин, А. Ю. Юдин // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ» : зб. наук. праць. – Харків : НТУ «ХПІ», 2010. – № 2. – С. 70–74. – ISSN 2078-774X.

**Bibliography (transliterated):** 1. Migaj, V. K., and Je. I. Gudkov. *Proektirovanie i raschet vyhodnyh diffuzorov turbomashin*. Leningrad : Mashinostroenie, 1981. Print. 2. Zysina-Molozhen, L. M., et al. "Jeffektivnost' oseradial'nyh diffuzorov pri razlichnyh rezhimah techenija." *Teplojenergetika*. No. 5. 1980. 19–23. Print. 3. Kasilov, V. F., et al. "Issledovanie vyhlopnogo patrubka CND parovoj turbiny." *Teplojenergetika*. No. 5. 1990. 35–39. Print. 4. Zhilinskij, V. P. *Issledovanie vyhlopnnyh patrubkov parovyh turbin pri okolozvukovyh skorostjah na vhode. Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk*. Moscow : MJeI, 1979. Print. 5. Garkusha, A. V., et al. "Osobennosti sovmestnoj raboty stupeni i vyhlopnogo patrubka turbiny pri razlichnyh radial'nyh zazorah nad rabochim kolesom." *Teplojenergetika*. No. 8. 1988. 33–36. Print. 6. Yudin, A. Yu. "Issledovanie osesimmetrichnyh diffuzorov vyhodnyh patrubkov turbomashin so special'nym vduvom potoka." *Aviacionno-kosmicheskaja tehnika i tehnologija* 3(80) (2011): 80–84. ISSN 1727-7337. Print. 7. Yudin, Yu. A., et al. "Vlijanie nadbandazhnoj protechki na ajerodinamiku vyhlopnogo patrubka CND parovoj turbiny pri izmenenii protivodavlenija." *Vestnik NTU "KhPI". Ser.: Jenergeticheskie i teplotehnicheskie processy i oborudovanie*. No. 2. Kharkiv : NTU "KhPI", 2010. 70–74. ISSN 2078-774X. Print.

Поступила (received) 13.01.2015

УДК 621:518.5

**В. П. СЕВЕРИН**, д-р техн. наук, проф.; проф. НТУ «ХПИ»;  
**Е. Н. НИКУЛИНА**, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;  
**Д. А. ЛЮТЕНКО**, студентка НТУ «ХПИ»;  
**Е. Ю. БОБУХ**, студентка НТУ «ХПИ»

## МНОГОКРИТЕРИАЛЬНЫЙ СИНТЕЗ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ЭНЕРГОБЛОКА АЭС С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ЛАБОРАТОРИИ МЕТОДОВ ОПТИМИЗАЦИИ OPTLAB

Рассмотрена лаборатория методов оптимизации, которая построена на принципах модульности, простоты и надежности. Выполнен синтез оптимальных систем управления для ядерного реактора, парогенератора и паровой турбины, а также систем автоматического поддержания нейтронной мощности и давления пара перед турбиной для нормальных режимов эксплуатации энергоблока.

**Ключевые слова:** энергоблок, системы автоматического управления, многокритериальный синтез, векторная оптимизация.

### Введение

Существенное несоответствие между производством и потреблением электроэнергии в энергосистеме Украины в течение суток и малая суммарная доля установок для регулирования суточного графика нагрузки энергосистемы ставят проблему модернизации действующих энергоблоков атомных электрических станций (АЭС) путем создания систем автоматического управления (САУ) энергоблоков, позволяющих их эксплуатировать в маневренных режимах [1–5].

Для теоретического решения этой проблемы использована компьютерная лаборатория методов оптимизации *OPTLAB*, содержащая множество методов и дополненная моделями и методами векторной оптимизации САУ энергоблока по прямым показателям качества (ППК) [2, 3].

**Целью** статьи является представление результатов многокритериального параметрического синтеза систем автоматического управления энергоблока АЭС с использованием лаборатории методов оптимизации *OPTLAB*.

### Схема энергоблока с реактором ВВЭР-1000

Схема производства электроэнергии энергоблоком с реактором ВВЭР-1000 представлена на рис. 1. В ядерном реакторе (ЯР) ВВЭР-1000 энергия распада ядер урана передается теплоносителю, который нагнетается главным циркуляционным насосом (ГЦН). Питательная вода подается в парогенератор (ПГ) ПГВ-1000 через подогреватель высокого давления (ПВД) питательным турбонасосом (ПТН), вращаемым приводной паровой турбиной (ППТ). В ПГ питательная вода превращается в пар, который через главный паровой коллектор (ГПК) подается в цилиндр высокого давления (ЦВД) паровой турбины (ПТ) К-1000-1500/60. Из ЦВД пар поступает в сепаратор-пароперегреватель (С), а из него – в цилиндры среднего и низкого давления (ЦСД и ЦНД) турбины и в ППТ. Турбина вращает ротор электрического генератора (ЭГ), вырабатывающий электроэнергию. Отработанный пар в конденсаторе (К) охлаждается водой из водохранилища-охладителя (ВО), подаваемой циркуляционным насосом (ЦН), и вода конденсатным насосом (КН) через подогреватель низкого давления (ПНД) подается в деаэратор (ДА), из которого поступает в ПТН. Для выполнения своих технологических задач энергоблок оснащен САУ.

---

© В.П. Северин, Е.Н. Никулина, Д.А. Лютенко, Е.Ю. Бобух, 2015

Эта САУ объединяет локальные системы управления отдельными технологическими процессами: САУ мощностью ядерного реактора (САУМ ЯР), САУ уровнем воды в парогенераторе (САУУ ПГ), САУ частотой вращения ПТ (САУЧ ПТ) и другие.

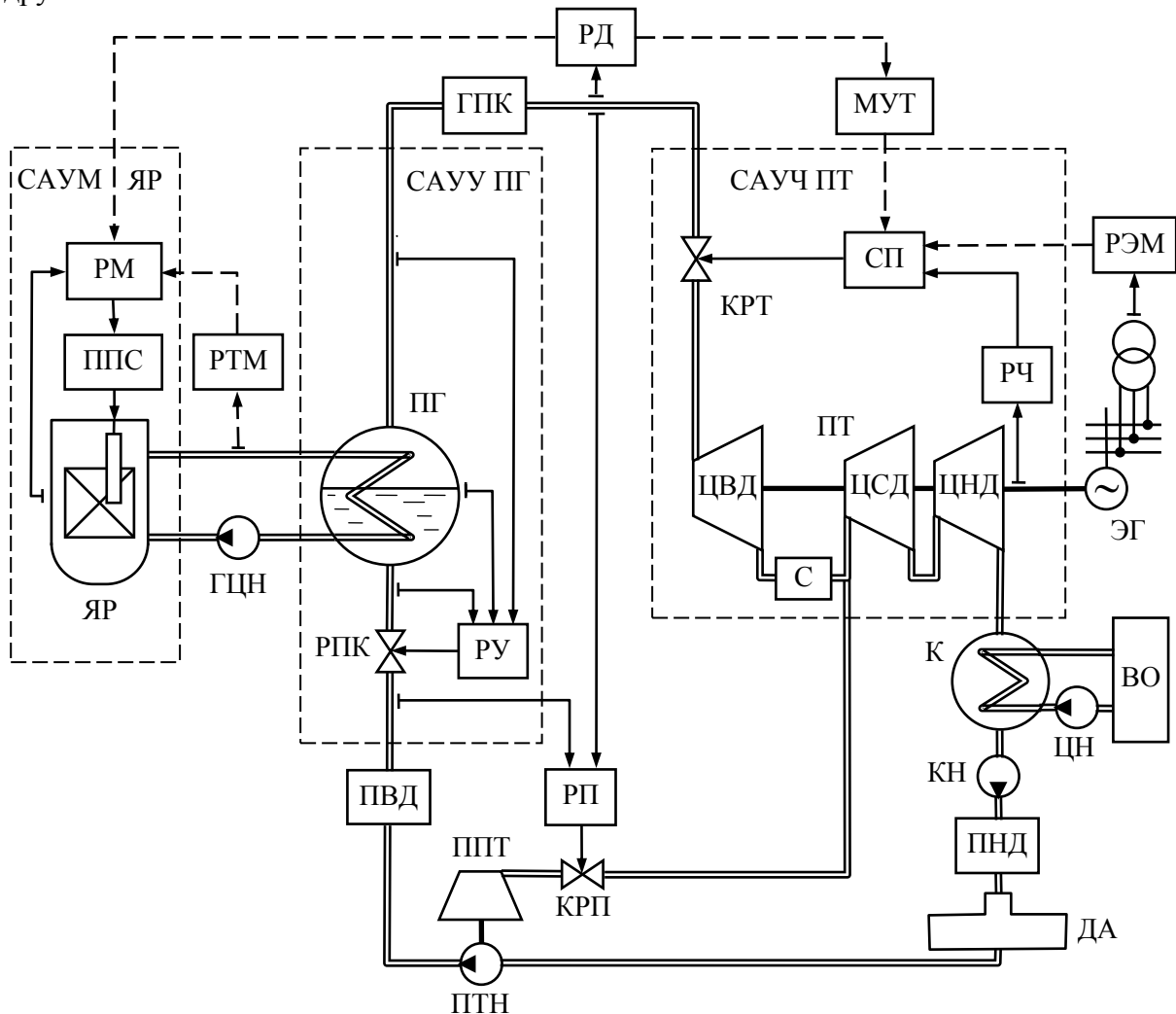


Рис. 1 – Технологическая схема энергоблока с реактором ВВЭР-1000

В настоящее время все 13 энергоблоков АЭС ВВЭР-1000 эксплуатируются в режиме стабилизации мощности, хотя оборудование рассчитано на эксплуатацию в режиме маневрирования мощностью [4, 5]. Маневрирование мощностью энергоблоков осуществляется операторами в ручном режиме по требованию диспетчеров энергосистемы. Выполнение маневра операторами в ручном режиме очень опасно, так как необходимо одновременно контролировать изменение многих нейтронно-физических и технологических параметров. Поэтому актуальна проблема оптимизации критериев качества переходных процессов, протекающих в САУ энергоблоков.

#### Компьютерная лаборатория оптимизации *OPTLAB*

Компьютерная лаборатория *OPTLAB* предназначена для эффективного программирования, изучения, исследования, развития и применения численных методов оптимизации [2, 3]. При этом под эффективностью подразумеваются минимальные затраты времени на программирование методов и задач оптимизации при максимально возможной простоте и наглядности представления программ и

результатов решения различных задач оптимизации. Лаборатория *OPTLAB* представляет собой комплекс программ, написанных на языке программирования системы *MATLAB* с широким использованием математических и графических возможностей этой системы – средств векторных и матричных вычислений, решения систем линейных алгебраических уравнений, программ двумерной и трехмерной графики. Лаборатория построена по модульному принципу, при котором каждый модуль выполняет определенные связанные между собой функции для решения задач оптимизации. При разработке модулей также применены принципы максимальной простоты и надежности, а также исключения дублирования программного кода.

Для уменьшения количества формальных параметров подпрограмм, повышения надежности и упрощения согласования работы комплекса программ применены глобальные структуры данных *OPTIONS* и *STATE*, которые согласуют взаимодействие всех подпрограмм с минимальным объемом программного кода и определяют структуру самой лаборатории. Структура *OPTIONS* содержит постоянные параметры задачи оптимизации, метода ее решения, параметры табличного и графического отображения результатов. Структура *STATE* отображает текущее состояние процесса оптимизации. Созданы программы методов одномерного поиска, которые используются и для многомерной оптимизации. Разработаны программы известных методов безусловной и условной оптимизации, векторной оптимизации, глобального поиска. Созданы базы данных (БД) многих типов задач и методов оптимизации. Работа методов иллюстрируется таблицами и графиками.

Важной особенностью лаборатории является то, что исходные функции задач оптимизации вызываются с помощью различных вспомогательных подпрограмм, которые реализуют связь подпрограмм методов оптимизации с конкретной оптимизационной задачей, вычисляют значения целевой функции, устанавливают счетчик числа вычислений функции, вызывают подпрограммы проверки критериев выхода. Проверка критериев выхода выполняется при каждом вычислении целевой функции, что позволяет определить эффективность методов оптимизации. Предусмотрена возможность сохранения данных процесса оптимизации с последующей возможностью представлять эти данные в табличном и графическом видах, а также для дальнейшего продолжения процесса оптимизации, ранее прерванного из-за ограниченности времени счета. Реализованы функции для графического представления переходных процессов в динамических системах.

#### **Методика векторной оптимизации систем управления**

Задачи синтеза оптимальных САУ энергоблока АЭС могут быть представлены как задачи условной оптимизации, в которых ограничения для переменных параметров представляются в виде неравенств. Устанавливается определенный порядок ограничений: сначала идут двусторонние ограничения переменных, затем ограничения устойчивости систем, ограничения ППК – максимального отклонения управляемой переменной в переходном процессе и размаха колебаний процесса. Чем больше номер ограничения, тем сложнее вычисляется соответствующая ему штрафная функция (ШФ). Целевой функцией (ЦФ) является время установления переходного процесса.

В стандартном подходе условной оптимизации набору ограничений и ЦФ соответствуют различные функции многих переменных, с которыми работает метод условной оптимизации. Необходимость учета множества функций усложняет программы методов условной оптимизации по сравнению с программами методов безусловной оптимизации. Предлагаемый пошаговый подход учета ограничений использует один математический объект – двумерную векторную ЦФ (ВЦФ)

$\mathbf{F}(\mathbf{x}) = (F_1(\mathbf{x}), F_2(\mathbf{x}))$ , что позволяет применять методы безусловной оптимизации. Здесь  $F_1(\mathbf{x})$  – количество выполненных ограничений,  $F_2(\mathbf{x})$  – ШФ первого нарушенного ограничения. Функция  $F_1(\mathbf{x})$  максимизируется, а  $F_2(\mathbf{x})$  – минимизируется. При выполнении всех ограничений  $F_1(\mathbf{x})$  равна количеству всех ограничений, а  $F_2(\mathbf{x})$  – ЦФ. Критерии качества САУ определяются по их моделям в виде систем дифференциальных уравнений. Цели технической реализуемости, ограничения максимального отклонения управляемой величины, ограничения показателя колебаний и обеспечения максимального быстродействия САУ учтены ВЦФ.

Программирование ВЦФ заключается в том, что по очереди проверяются ограничения задачи синтеза и при невыполнении какого-то из них программа возвращает соответствующее значение ВЦФ в виде двумерного числового вектора. При этом функции последующих ограничений и ЦФ не вычисляются. Методы безусловной оптимизации используют операции сравнения значений ВЦФ. Для этого в программной реализации *OPTLAB* вводится класс ВЦФ со своим конструктором, логическими и арифметическими операциями, которые переопределяют соответствующие стандартные операции для скалярных величин. Все это ускоряет работу методов.

#### Синтез локальных систем управления энергоблока

Получены математические модели в пространстве состояний с различными регуляторами для локальных САУ реактором ВВЭР-1000, парогенератором ПГВ-1000 и паровой турбиной К-1000-60/1500. Векторными методами оптимизации выполнен параметрический синтез локальных САУ энергоблока с традиционными пропорционально-интегрально-дифференциальными (ПИД) и нечеткими регуляторами.

САУМ ЯР ВВЭР-1000 на рис. 1 включает ядерный реактор, датчик плотности потока нейтронов, регулятор мощности (РМ) и привод поглощающих стержней (ППС). Разработаны математические модели ядерного реактора ВВЭР-1000 и его САУ, БД задач оптимизации САУМ, сценарии оптимизации параметров регуляторов САУМ и построения переходных процессов. Для разных ПИ регуляторов, линейной, нелинейной и нечеткой моделей САУМ найдены оптимальные значения параметров регуляторов, соответствующие плавному монотонному изменению мощности.

САУУ ПГ на рис. 1 включает ПГ, датчики уровня, расходов питательной воды и пара, регулятор уровня (РУ) и регулирующий питательный клапан (РПК). Разработаны математические модели различной сложности для парогенератора и его САУУ, БД задач идентификации и оптимизации, сценарии идентификации, оптимизации параметров парогенератора и построения переходных процессов. Параметры модели системы управления уровнем воды в парогенераторе идентифицированы по экспериментальным данным. Найдены оптимальные значения параметров регуляторов, соответствующие минимальному отклонению уровня без колебаний. На рис. 2 представлены процессы изменения уровня  $\xi_c$  ПГ. Колебательный процесс РЮ отвечает экспериментальному процессу. Оптимальные процессы с ПИ (PI) и нечетким ПИ (FPI) регуляторами практически совпадают.

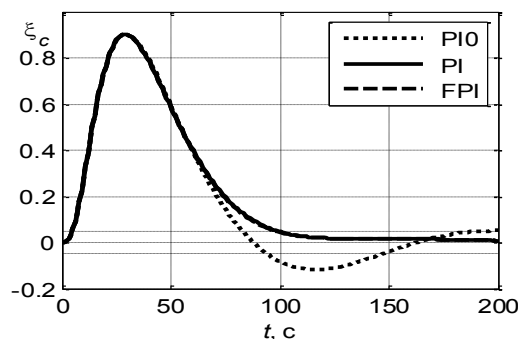


Рис. 2 – Изменение уровня

Рис. 3 отображает все точки процесса оптимизации параметров ПИ РУ на

графиках ВЦФ модифицированным генетическим алгоритмом. Лучшие точки поиска соединены, начальная точка отмечена кругом, конечная – ромбом.

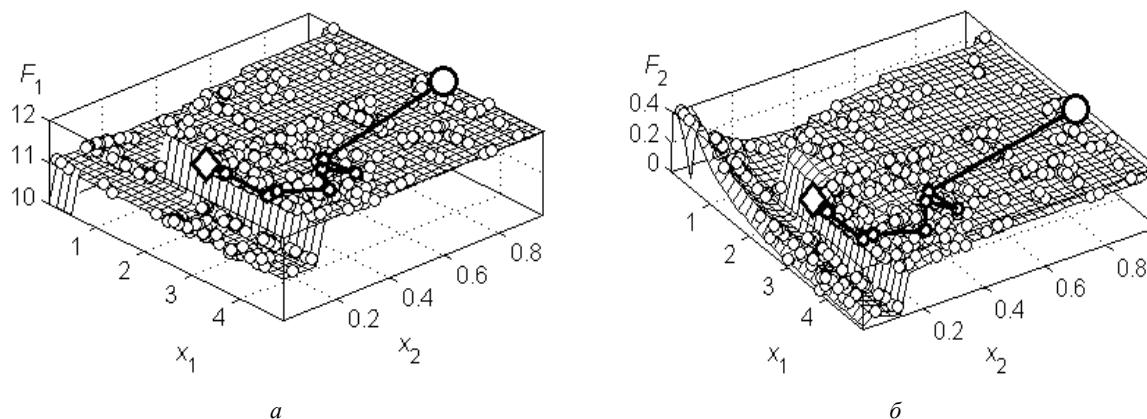


Рис. 3 – Оптимизация параметров ПИ регулятора уровня САУУ: а –  $F_1(x)$ ; б –  $F_2(x)$

САУЧ ПТ на рис. 1 включает ПТ, датчик частоты, регулятор частоты (РЧ), следящий привод (СП) и клапан регулирования турбины (КРТ). Разработаны подпрограммы для математических моделей паровой турбины и ее САУ, БД задач оптимизации, сценарии оптимизации параметров регуляторов САУ и построения переходных процессов. Наиболее эффективен оптимальный нечеткий ПИ регулятор, обеспечивающий наиболее быстрый процесс с наименьшим отклонением частоты.

#### Синтез систем управления энергоблока в нормальных режимах

Модели САУ энергоблоком в режиме «Н», которой соответствует система автоматического поддержания нейтронной мощности реактора, построены по модели энергоблока с различными регуляторами мощности. В этой модели входные воздействия – уставка мощности и сигнал изменения электрической мощности, выходные переменные – нейтронная мощность реактора и давление пара в ГПК. Выполнена оптимизация параметров регуляторов мощности и получено желаемое время регулирования 100 с. На рис. 4 показаны переходные процессы изменения мощности реактора в оптимальных системах с ПИ (PI) и нечетким ПИ (FPI) регуляторами.

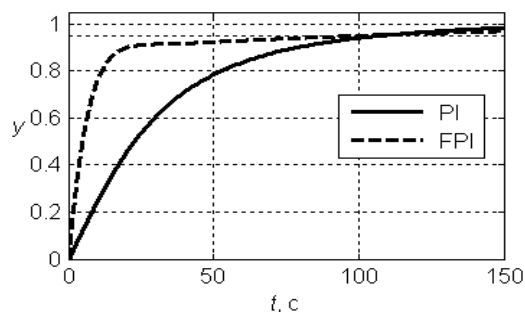


Рис. 4 – Процессы изменения мощности реактора

Медленный процесс с ПИ регулятором предпочтителен для безопасности энергоблока.

Модели систем управления режимом «Т», которой соответствует система автоматического поддержания давления пара перед турбиной, построены по модели САУ в режиме «Н» с ПИ регулятором и различными регуляторами давления (РД). Выполнена оптимизация параметров регуляторов давления. На рис. 5 представлены переходные процессы изменения давления пара в ГПК в оптимальных системах поддержания давления с ПИ (PI), ПИД (PID) и нечетким ПИ (FPI) регуляторами. Входное возмущающее воздействие – сигнал изменения электрической мощности, выходная переменная – давление пара в ГПК. Оптимальный ПИД регулятор давления обеспечивает наиболее быстрый переходный процесс с небольшими колебаниями.

### Выводы

Рассмотрена лаборатория методов анализа и синтеза САУ на основе методов оптимизации, которая построена в виде пакета программ на принципах модульности, простоты, надежности и исключения дублирования программного кода. Лаборатория включает базы данных методов и задач, подпрограммы методов одномерной, многомерной, безусловной, условной, глобальной и многокритериальной оптимизации, утилиты методов, средства табличного и графического представления процесса оптимизации, а также его сохранения. Выполнен синтез оптимальных систем автоматического управления с ПИД и нечеткими ПИ регуляторами для ядерного реактора, парогенератора и паровой турбины, что позволяет сравнить нечеткие регуляторы с ПИД регуляторами. Построены математические модели энергоблока АЭС, включающие взаимодействующие в нормальных режимах эксплуатации реактор, парогенератор, паровую турбину и их системы управления, что позволяет проводить синтез систем и исследовать различные законы управления энергоблоком. На основании моделей систем автоматического управления энергоблока выполнен синтез регуляторов для нормальных режимов эксплуатации – автоматического поддержания нейтронной мощности (режим «Н») и давления пара перед турбиной (режим «Т»). Полученные результаты анализа и синтеза САУ энергоблока позволят обосновать технические проекты по усовершенствованию САУ для повышения маневренности энергоблоков.

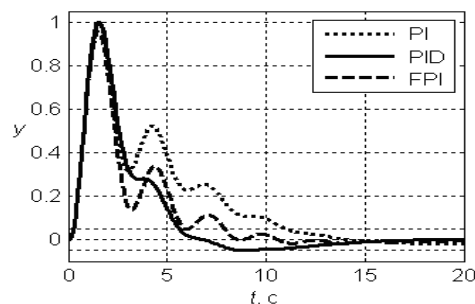


Рис. 5 – Процеси изменения давления пара

**Список литературы:** 1. Ястребенецкий, М. А. Системы управления и защиты ядерных реакторов [Текст] / М. А. Ястребенецкий, Ю. В. Розен, С. В. Виноградская [и др.]. – Киев: Основа-Принт, 2011. – 768 с. – ISBN 798-966-2044-52-2. 2. Северин, В. П. Оптимизация прямых показателей качества систем автоматического управления генетическими алгоритмами [Текст] / В. П. Северин, Е. Н. Никулина, К. А. Тарасенко // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 3(977). – С. 21–26. – ISSN 2079-0023. 3. Северин, В. П. Синтез оптимальных систем автоматического управления энергоблока АЭС в нормальных режимах эксплуатации [Текст] / В. П. Северин, Е. Н. Никулина // Ядерна та радіаційна безпека. – 2013. – Вип. 3 (59). – С. 62–68. – ISSN 2073-6237. 4. Халимончук, В. А. Динамика реактора с распределенными параметрами в исследованиях переходных режимов эксплуатации ВВЭР и РБМК [Текст] / В. А. Халимончук. – Киев : Основа, 2008. – 228 с. – ISBN 978-5-9926-0193-0. 5. Пельх, С. Н. Способ стабилизации аксиального распределения нейтронного поля при маневрировании мощностью ВВЭР-1000 [Текст] / С. Н. Пельх, М. В. Максимов, Т. А. Цисельская, В. Е. Баскаков // Ядерна та радіаційна безпека. – 2011. – № 1 (49). – С. 27–32. – ISSN 2073-6231.

**Bibliography (transliterated):** 1. Jastrebenetskij, M. A., Ju. V. Rozen, S. V. Vinogradskaja, et al. *Sistemy upravlenija i zashity jadernyh reaktorov*. Kiev : Osnova-Print, 2011. ISBN 798-966-2044-52-2. Print. 2. Severin, V. P., E. N. Nikulina and K. A. Tarasenko. "Optimizacija prjamyh pokazatelej kachestva system avtomaticheskogo upravlenija geneticheskimi algoritmami." *Visnyk NTU "KhPI"*. No. 3 (977). 2013. 21–26. ISSN 2079-0023. Print. 3. Severin, V. P., E. N. Nikulina. "Sintez optimal'nyh sistem avtomaticheskogo upravlenija energobloka AES v normal'nyh rezhimah ekspluatatsii" *Jaderna ta raditsijna bezpeka*. No. 3 (59). 2013. 62–68. ISSN 2073-6237. Print. 4. Halimonchuk, V. A. *Dinamika reaktora s raspredeleennymi parametrami v issledovanijah perehodnyh rezhimov ekspluatatsii VVER i RBMK*. Kiev: Osnova, 2008. ISBN 978-5-9926-0193-0. Print. 5. Pelyh, S. N., M. V. Maksimov, T. A. Tsel'skaja and V. E. Baskakov. "Sposob stabilizatsii aksial'nogoraspredelelenija nejtronnogo polja pri manevrirovanii moshnost'ju VVER-1000." *Jaderna ta raditsijna bezpeka*. No. 1 (49). 2011. 27–32. ISSN 2073-6231. Print.

Поступила (received) 12.02.2015

УДК 536.7

**К. А. КОБЗАРЬ**, главный конструктор по турбогенераторам  
ГП завод «Электротяжмаш», Харьков;  
**П. Г. ГАКАЛ**, д-р. техн. наук, доц.; зав. кафедрой аэрокосмической  
теплотехники, Национальный аэрокосмический университет  
им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;  
**Е. А. ОВСЯННИКОВА**, соискатель НАУ «ХАИ»; инженер-конструктор I кат.  
ГП завод «Электротяжмаш», Харьков

## **ОБЗОР МЕТОДИК АНАЛИЗА ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ РОТОРА ТУРБОГЕНЕРАТОРА С НЕПОСРЕДСТВЕННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВОДОРОДОМ**

В статье проводится обзор методик, используемых при анализе теплового состояния ротора турбогенератора, приводятся их достоинства и недостатки. Обоснована необходимость анализа температурного поля ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. Описывается метод конечных элементов в приложении к решению задачи, связанной с определением теплового состояния ротора турбогенератора. Рассматриваются модели теплопередачи (граничные условия III-го рода), предназначенные для замыкания математической модели теплового состояния ротора турбогенератора.

**Ключевые слова:** турбогенератор, ротор, обмотка, тепловое состояние.

### **Введение**

Производство турбогенераторов мощностью 200–500 МВт является наиболее перспективным направлением развития энергомашиностроения. Это обусловлено тем, что турбогенераторы большой мощности имеют более совершенную конструкцию, оптимальную по массогабаритным показателям. Благодаря своей конструкции турбогенераторы обеспечивают экономичность и надежность в эксплуатации.

Одной из основных задач при проектировании турбогенератора большой мощности является усовершенствование существующих и разработка новых систем охлаждения. Как при разработке, так и при модернизации конструкции турбогенератора необходим подробный анализ температурного поля его основных узлов. При модернизации существующего турбогенератора оценка теплового состояния узлов позволяет установить наличие запасов мощности по нагревам, за счет которых возможно повысить маневренность турбогенератора, расширить диапазон режимов работы. Проектирование систем охлаждения также должно проводиться на базе расчетно-экспериментального анализа теплового состояния основных элементов турбогенератора.

Анализ теплового состояния ротора позволяет оценить эффективность системы охлаждения, обозначить пути оптимизации конструкции ротора. Весьма важен анализ возможности эксплуатации обмотки ротора после работы в аварийных режимах.

Наиболее нагруженным узлом турбогенератора является ротор. Поэтому исследование теплового состояния его основных узлов – одна из первоочередных задач. Объектом исследования являются лобовая и пазовая части обмотки, представляющие собой источник тепловыделений в роторе, изоляция, место посадки бандажного кольца на бочку ротора (см. рис. 1).



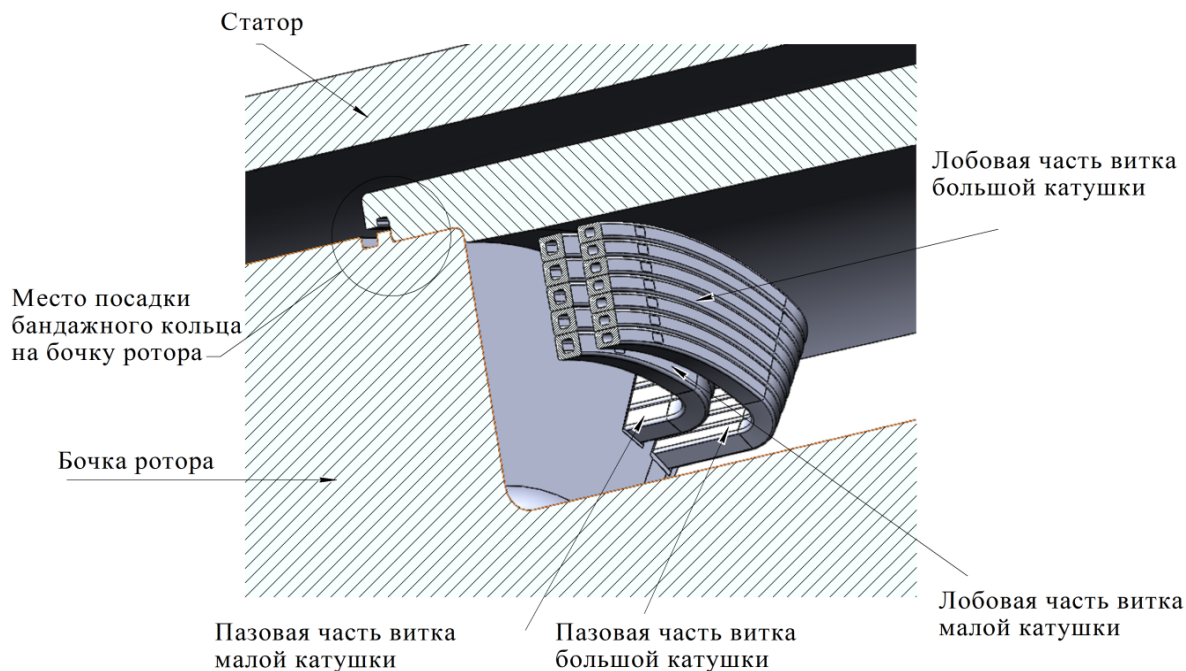


Рис. 1 – Место посадки бандажного кольца на бочку ротора

Тепловое состояние обмотки ротора определяется величиной тепловыделений в обмотке и интенсивностью теплопередачи от обмотки ротора к охлаждающей среде. Тепловыделения в проводниках обмотки, по которым протекает постоянный ток, обусловлены омическим сопротивлением (активным сопротивлением постоянному току), потоками рассеяния обмоток, а также затратами мощности на преодоление гидравлического сопротивления при движении охлаждающей среды в каналах. Интенсивность теплопередачи определяется теплофизическими свойствами охлаждающей среды (коэффициентом теплоотдачи) и способом отвода теплоты, зависящим от конструкции системы охлаждения.

Тепловыделения в теле ротора обусловлены действием электромагнитного поля статора на ротор. Имеют место в режиме короткого замыкания и при несимметричных режимах работы. При длительном нарушении симметричности нагрузки поля высших гармонических магнитодвижущих сил (м.д.с.) статора приводят к возникновению в зазоре между статором и ротором бегущей волны электромагнитного поля обратной последовательности. Данное электромагнитное поле индуцирует в роторе токи обратной последовательности или вихревые токи величиной до 100 Гц. Эти токи являются причиной дополнительного нагрева в месте плохого контакта между бочкой ротора и пазовыми клиньями. Также они приводят к значительным тепловыделениям в поверхностных слоях зубцов ротора и клиньев, удерживающих обмотку в пазах от действия центробежных сил при вращении. Данные тепловыделения являются причиной существенного нагрева бандажного узла.

Для турбогенераторов мощностью более 100 МВт наиболее эффективно применение непосредственного охлаждения обмоток ротора, при котором охлаждающая среда движется непосредственно по внутреннему каналу в проводнике обмотки ротора, что позволяет снять значительно большее количество теплоты по сравнению с косвенным охлаждением [1]. Для интенсификации теплопередачи в качестве охлаждающей среды целесообразно использовать водород, который имеет высокий коэффициент теплоотдачи.

Переход на водородное охлаждение ротора турбогенератора мощностью 550 МВт является одной из наиболее перспективных задач, учитывая то, что до настоящего момента в турбогенераторах большой мощности применялось непосредственное охлаждение обмоток ротора водой. Замена охлаждающей среды в роторе на водород позволит избавиться от трудности организации водоподвода, эрозии и кавитационных явлений в медных проводниках обмотки ротора, от вспомогательных операций по обеспечению пожаробезопасности, характерных для системы с водяным охлаждением. Это позволит эффективно использовать водород, нагнетаемый вентиляторами, установленными по обоим торцам вала, и применить его как для охлаждения сердечника статора, так и для охлаждения обмотки ротора. Переход на охлаждение обмоток ротора водородом осуществляется за счет повышения давления водорода в системе. Система охлаждения обмотки ротора представляет собой аксиальные и радиальные каналы.

#### Анализ основных достижений и литературы

Пространственное распределение температуры в теле ротора и в его узлах описывается стационарным нелинейным дифференциальным уравнением Пуассона в частных производных [2]:

$$\lambda_x \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \lambda_y \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} + \lambda_z \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} + w = 0,$$

где  $\theta$  – разность температур, К;

$w$  – объёмная плотность тепловыделения, Вт/м<sup>3</sup>;

$\lambda$  – теплопроводность, Вт/(м·К).

Решением уравнения является температура как функция координат. Для замыкания уравнения используют граничные условия, как правило, III рода, отображающие условия теплопередачи на границах системы с охлаждающей средой.

Для решения уравнения аналитически, его сводят к одномерной и двумерной постановкам. Однако решение уравнения в таких постановках имеется только для тел простой формы. Обычно ограничиваются определением температуры в наиболее теплонапряженном элементе генератора – обмотке.

Для непосредственно охлаждаемого проводника с током решение уравнения Пуассона в одномерной постановке впервые было получено и решено С.Б. Васютинским и Г.П. Ногаенко [3]. Более подробно данный метод рассмотрен в книге А.И. Москвитина [4]. Сравнительный анализ температурного поля, полученного с помощью данной методики для разных проводников, охлаждаемых непосредственно различной средой, а, именно: водой, воздухом, водородом, представлен в книге И.Ф. Филлипова [1].

До последнего времени наиболее распространенным методом определения теплового состояния элементов турбогенератора был метод тепловых схем замещения. К его достоинствам можно отнести достаточную простоту в использовании. Согласно данному методу превышение температуры есть произведение тепловой нагрузки на сопротивление теплоотдачи на границе между элементом и охлаждающей средой. Так для обмотки ротора тепловая нагрузка определяется как отношение мощности потерь, выделяемых в медных проводниках, к площади поверхности тепловыделения. Сопротивление теплоотдачи обратно пропорционально произведению площади сечения охлаждающего канала и коэффициента теплоотдачи. Данный метод использован при моделировании теплового состояния обмоток ротора турбогенератора мощностью

200 МВт с непосредственной системой охлаждения [2]. Недостаток метода заключается в относительно низкой точности. Кроме того, метод не позволяет учесть сложную геометрию элементов турбогенератора; он позволяет оценить только среднее превышение температуры узлов ротора и не предоставляет возможности установить распределение температуры по длине. Трудность вычислений также заключается в необходимости определения термических сопротивлений, входящих в схемы замещения.

Решение уравнения Пуассона в трехмерной постановке возможно только с применением специальных численных методов. Наиболее распространенным является метод конечных элементов, реализованный в компьютерной среде *SolidWorks* [5].

Программный продукт *SolidWorks* позволяет определять тепловое состояние узла в два этапа. На первом этапе проводится расчет течения охлаждающей среды в прикладном пакете *FlowWorks*. Движение и теплообмен текучей среды моделируется с помощью уравнений Навье-Стокса, описывающих законы сохранения массы, импульса и энергии этой среды. Системы уравнений дополняются начальными и граничными условиями (III-го рода). Для решения системы дифференциальных уравнений в *FlowWorks* используется метод конечных объемов.

Непосредственное определение теплового состояния тела ротора осуществляется методом конечных элементов. Для этого в среду *Simulation* конвертируются результаты расчетов течений, полученные в *FlowWorks*, которые являются граничными условиями для последующего расчета. Теплопередача в твердых телах моделируется уравнением Пуассона. Метод основан на дискретизации объекта на неправильные многогранники, именуемые конечными элементами, замене исходных дифференциальных уравнений алгебраическими уравнениями для каждого конечного элемента с последующим решением системы алгебраических уравнений. Этот метод более точный по сравнению с методом замещения, т.к. позволяет учесть особенности конструкции, получить распределение температуры в трехмерной постановке и значение тепловых деформаций в узловых точках сетки конечных элементов.

Однако прямое применение этого метода для решения задачи определения теплового состояния ротора затруднено. Это обусловлено тем, что для определения граничных условий III-го рода, задаваемых в прикладном пакете *FlowWorks*, необходимо знать распределение коэффициентов теплоотдачи на поверхности ротора и его элементов.

На практике используются следующие выражения для расчета коэффициентов теплоотдачи [6]:

$$\alpha = 0,017 \frac{\lambda}{d} \text{Re}_{fd_{\text{эб}}}^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4} \left( \frac{\text{Pr}_f}{\text{Pr}_w} \right)^{0,25} \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^{0,18},$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К);

$d$  – гидравлический диаметр, м;

$\text{Re}_{fd_{\text{эб}}}$  – число Рейнольдса газа, определенное по эквивалентному диаметру и температуре газа;

$\text{Pr}_f$  – число Прандтля, определенное по температуре газа;

$\text{Pr}_w$  – число Прандтля, определенное по температуре стенки;

$D_1$  – внутренний диаметр кольцевого канала, м;

$D_2$  – внешний диаметр кольцевого канала, м.

Формула справедлива в диапазоне отношений диаметров  $D_1/D_2 = 1,2-14$ , чисел Прандтля  $\text{Pr}_f = 0,7-100$ .

Для определения коэффициента теплоотдачи на внутренней стенке трубы при турбулентном течении газа в каналах кольцевого поперечного сечения используется формула [7]

$$\alpha = \frac{\lambda}{d_{\text{эКВ}}} \alpha_{\text{тр}} \left( 1 - \frac{0,45}{2,4 + \text{Pr}_f} \right) \left( \frac{d_1}{d_2} \right)^{-n} \zeta,$$

где  $\alpha_{\text{тр}}$  – коэффициент теплоотдачи для круглой трубы, вычисляемый по формуле

$$\alpha_{\text{тр}} = \frac{\frac{\xi}{8} \text{Re}_f \text{Pr}_f \psi}{1 + \frac{900}{\text{Re}_f} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (\text{Pr}_f^{2/3} - 1)} \frac{\lambda}{d},$$

где  $\lambda$  – коэффициент теплопроводности газа, Вт/(м·К);  
 $d_1$  – наружный диаметр внутренней трубы, м;  
 $d_2$  – внутренний диаметр наружной трубы, м;  
 $d_{\text{эКВ.}} = d_2 - d_1$  – эквивалентный диаметр кольцевой трубы, м;  
 $\zeta$  – поправочный коэффициент, зависящий от отношения  $d_1/d_2$ ;  
 $\psi$  – коэффициент, учитывающий влияние свойств газа;  
 $\xi$  – коэффициент сопротивления трения при изотермическом течении в гладких трубах;

$$\xi = (1,82 \lg \text{Re}_f - 1,64)^2.$$

Формула справедлива в диапазоне значений  $d_1/d_2$  от 0,03 до 1, чисел Прандтля  $\text{Pr}_f$  от 0,7 до 100 и чисел Рейнольдса  $\text{Re}_f$  от  $10^4$  до  $10^6$ .

Для водорода число Прандтля  $\text{Pr}_f \approx 0,7$  и слабо зависит от температуры. Режим установившегося течения в охлаждающих каналах ротора – турбулентный. Порядок критерия Рейнольдса  $\text{Re}_f \approx 10^4$ .

Представленные зависимости используются для расчета коэффициентов теплоотдачи при течении жидкостей и газов в круглых трубах и кольцевых каналах. Их применимость для течения водорода в каналах ротора еще нуждается в обосновании.

Задача определения температурного поля ротора турбогенератора мощностью 20 МВт с непосредственным охлаждением обмотки воздухом решена в [8] методом конечных элементов в двумерной постановке. Учтен теплообмен на поверхности зуба ротора, теплообмен между медью витков и воздухом в радиальном вентиляционном канале, а также теплообмен между сердечником и воздухом в подпазовом канале. Однако, в данной работе:

- рассмотрено течение только в радиальном канале, что не позволяет перенести полученные результаты на течение в аксиальном канале ротора турбогенератора большой мощности;
- не рассмотрено трёхмерное распределение температур в роторе;
- результаты расчетов не распространены на водород.

### Цель исследования, постановка задачи

В связи с переходом на непосредственное охлаждение водородом ротора турбогенератора необходимо решить ряд новых задач, а именно:

- 1) Разработать 3-х мерную модель теплового состояния ротора с учетом его геометрии, расположения охлаждающих каналов.
- 2) Определить условия теплообмена между узлами ротора и водородом на различных участках, отличающихся условиями обтекания.
- 3) Провести анализ теплового состояния элементов ротора с использованием предложенных моделей, граничных условий.
- 4) На основе анализа теплового состояния предложить способы повышения эффективности системы охлаждения.

### Выводы

Переход на водородное охлаждение ротора турбогенератора мощностью 550 МВт является одной из наиболее перспективных задач. Тепловое состояние ротора, охлаждаемого водородом, в трехмерной постановке еще не исследовалось. Для осуществления поставленной задачи предложено использовать метод конечных элементов. Формулы по определению коэффициентов теплоотдачи, необходимые для замыкания математической модели теплового состояния ротора и описывающие условия теплопередачи на границах системы с охлаждающей средой, должны быть модифицированы и обоснованы.

**Список литературы:** 1. Филлипов, И. Ф. Вопросы охлаждения электрических машин [Текст] / И. Ф. Филлипов. – М. : Энергия, 1964. – 334 с. 2. Извехов, В. И. Проектирование турбогенераторов [Текст] / В. И. Извехов, Н. А. Серихин, А. И. Абрамов. – М. : Издательство МЭИ, 2005. – 440 с. 3. Васютинский, С. Б. Тепловой расчёт токоведущих трубок [Текст] / С. Б. Васютинский, Г. П. Ногаенко // Вестник электро-промышленности. – 1957. – № 10. 4. Москвитин, А. И. Непосредственное охлаждение электрических машин [Текст] / А. И. Москвитин. – Изд. АН СССР, 1962. 5. Алямовский, А. А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с. 6. Исаченко, В. П. Теплопередача [Текст] : учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – 3-е изд. – М. : Энергия, 1975. – 488 с. 7. Теплотехнический справочник [Текст] : в 2-х т. / под ред. В. Н. Юренева и П. Д. Лебедева. – М. : Энергия, 1976. – Т. 2. – 896 с. 8. Вэйли, Л. Температурное поле ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением с подпазовыми и радиальными каналами [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.09.01 – электромеханика / Вэйли Ли. – Санкт-Петербург, 1997.

**Bibliography (transliterated):** 1. Fillipov, I. F. *Voprosy ohlazhdenija jelektricheskikh mashin*. Moscow : Jenergija, 1964. Print. 2. Izvehov, V. I., N. A. Serihin and A. I. Abramov. *Proektirovanie turbogeneratorov*. Moscow : Izdatel'stvo MJeI, 2005. Print. 3. Vasjutinskij, S. B., and G. P. Nogaenko. "Teplovoj raschet tokovedushhih trubok." *Vestnik jelektrо-promyshlennosti*. No 10. 1957. Print. 4. Moskvitin, A. I. *Neposredstvennoe ohlazhdenie jelektricheskikh mashin*. Izd. AN SSR, 1962. Print. 5. Aljamovskij, A. A., et al. *SolidWorks 2007/2008. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike*. St. Petersburg : BHV-Peterburg, 2008. Print. 6. Isachenko, V. P., V. A. Osipova and A. S. Sukomel. *Teploperedacha : uchebnik dlja vuzov*. Moscow : Jenergija, 1975. Print. 7. *Teplotehnicheskij spravocchnik*. Ed. V. N. Jureneva, and P. D. Lebedeva. Vol. 2. Moscow : Jenergija, 1976. Print. 8. Vjejli, L. *Temperaturnoe pole rotora turbogeneratora s neposredstvennym ohlazhdeniem s podpazovymi i radial'nymi kanalami*. Dis. ... kand. tehn. nauk. *Special'nost' 05.09.01 – jelektromehanika*. St. Petersburg, 1997. Print.

Поступила (received) 11.01.2015

УДК 621.515

**Н. В. КАЛИНКЕВИЧ**, канд. техн. наук, доц.; проф. кафедри технічної теплофізики Сумського Государственного университета;

**О. Н. ЩЕРБАКОВ**, канд. техн. наук; ведущий инженер-конструктор  
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»

### **РАСШИРЕНИЕ ДИАПАЗОНА УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЫ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА ЗА СЧЕТ ВДУВА РАБОЧЕЙ СРЕДЫ В БЕЗЛОПАТОЧНОМ ДИФФУЗОРЕ**

В работе представлены результаты экспериментального исследования вдува в безлопаточном диффузоре ступени центробежного компрессора. Исследования проводились на аэродинамическом стенде ПАО «СНПО им. Фрунзе». Вдув осуществлялся в радиальном направлении, вдуваемый воздух подавался от внешнего источника. При проведении экспериментальных исследований определялось влияние расхода вдуваемого воздуха на границу возникновения помпажа, а также на безразмерные характеристики ступени. Было доказано, что вдув в безлопаточном диффузоре позволяет расширить диапазон устойчивой работы ступени в области малых производительностей.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, безлопаточный диффузор, диапазон устойчивой работы, помпаж, вдув.

#### **Введение**

При проектировании центробежных компрессоров (ЦК) очень важно обеспечить их безопасную (устойчивую) работу в широком диапазоне производительностей. В области малых расходов диапазон устойчивой работы ЦК ограничен режимом возникновения помпажа. Возникающие при помпаже колебания расхода и давления газа вызывают повышение нагрузок на ротор и подшипники машины, что может привести к их разрушению и как следствие к большим материальным убыткам. Это, в большей мере относится к компрессорам высокого и сверхвысокого давления, нагнетателям природного газа, а также турбокомпрессорам нефтегазового комплекса и химических производств.

#### **Анализ основных достижений и литературы**

Согласно результатам экспериментальных исследований [1–3] помпаж возникает в результате возникновения внутри проточной части развитых отрывных течений. Следовательно, для расширения диапазона устойчивой работы целесообразно использовать способы управления отрывом потока, одним из которых является вдув [4–8].

Нельсон и др. в работе [5] продемонстрировали эффект вывода осевого компрессора газотурбинного двигателя из помпажа с помощью вдува через отверстия, выполненные на поверхностях лопаток направляющего аппарата. Штейн и др. [6] численно смоделировали течение в рабочем колесе центробежного компрессора, работающем в помпаже. Авторами было установлено, что вдув на входе в рабочее колесо предотвращает местный отрыв потока, который провоцирует масштабные обратные течения, за счет чего улучшается устойчивость работы колеса. Шпаковский и др. [7], а также Скоч [8] экспериментально продемонстрировали возможность расширения диапазона устойчивой работы ступени центробежного компрессора за счёт вдува рабочей среды на участке между рабочим колесом и канальным диффузором. При этом оба автора отмечали, что вдув приводит к потерям энергии и снижает эффективность работы ступени.

---

© Н.В. Калинкевич, О.Н. Щербаков, 2015

### Цель исследования

Цель исследования – расширить диапазон устойчивой работы ступени ЦК с безлопаточным диффузором (БЛД) и определить влияние режима вдува на характеристики диффузора и ступени в целом.

### Описание экспериментальной установки. Модельная ступень

Экспериментальные исследования проводились на аэродинамическом стенде АД-400 научно-исследовательского комплекса ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе». Стенд выполнен по открытой схеме, рабочей средой является воздух. Схема стенда представлена на рис. 1.

Модельная ступень состояла из рабочего колеса закрытого типа с 11-ю S-образными лопатками (угол выхода лопаток равен  $32^\circ$ ) и безлопаточного диффузора с параллельными стенками (рис. 2а). Для исследования влияния вдува конструкция исходной ступени была доработана (рис. 2б). Во входном участке диффузора были установлены кольцевые накладки 1, играющие роль соплового аппарата. После установки накладок значение относительной ширины диффузора на входе снизилась до значения  $\bar{b}_3 = 0,045$  ( $b_3/b_2 = 0,75$ ). Относительный наружный диаметр соплового аппарата  $\bar{D}_н = 1,18$ . Относительная ширина диффузора за сопловым аппаратом равна относительной ширине диффузора базовой ступени  $\bar{b}_4 = 0,065$ . На поверхностях накладок, прилегающих к дискам диффузора 2, выполнены проточки, выполняющие функцию сопел. На каждой из накладок выполнено 90 проточек, равномерно расположенных по окружности. Ширина проточек – 4 мм, глубина – 1,5 мм. Поскольку градиент давления, вызывающий отрыв пограничного слоя, в безлопаточном диффузоре направлен по радиусу, то с целью максимально сдвинуть отрыв потока в область меньших расходов, сопла были направлены в радиальном направлении. Воздух, используемый для вдува в БЛД, подавался от заводской пневмосети по двум независимым линиям: одна служила для вдува со стороны основного диска диффузора, вторая – со стороны покрывного.

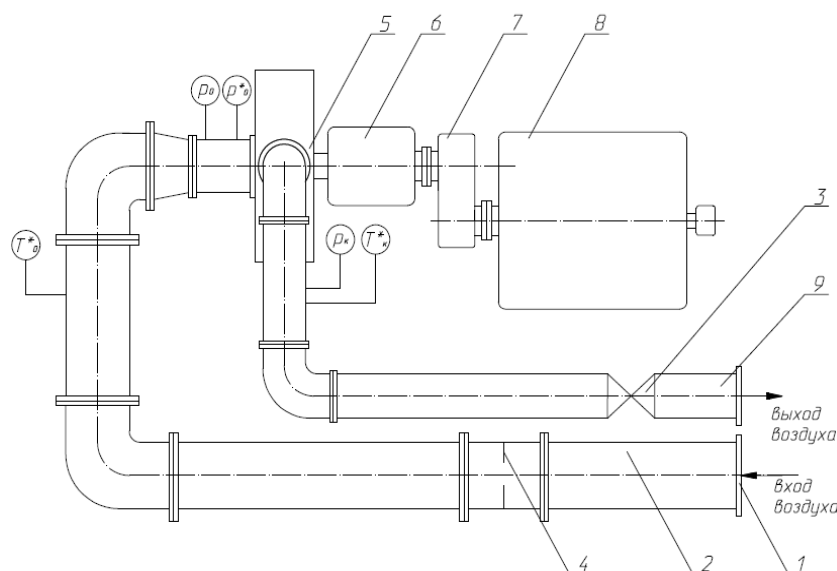


Рис. 1 – Схема аэродинамического стенда:

- 1 – фильтр; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – регулирующая заслонка;
- 4 – диафрагма; 5 – экспериментальная модель; 6 – подшипники модели; 7 – мультипликатор;
- 8 – двигатель постоянного тока; 9 – нагнетательный трубопровод

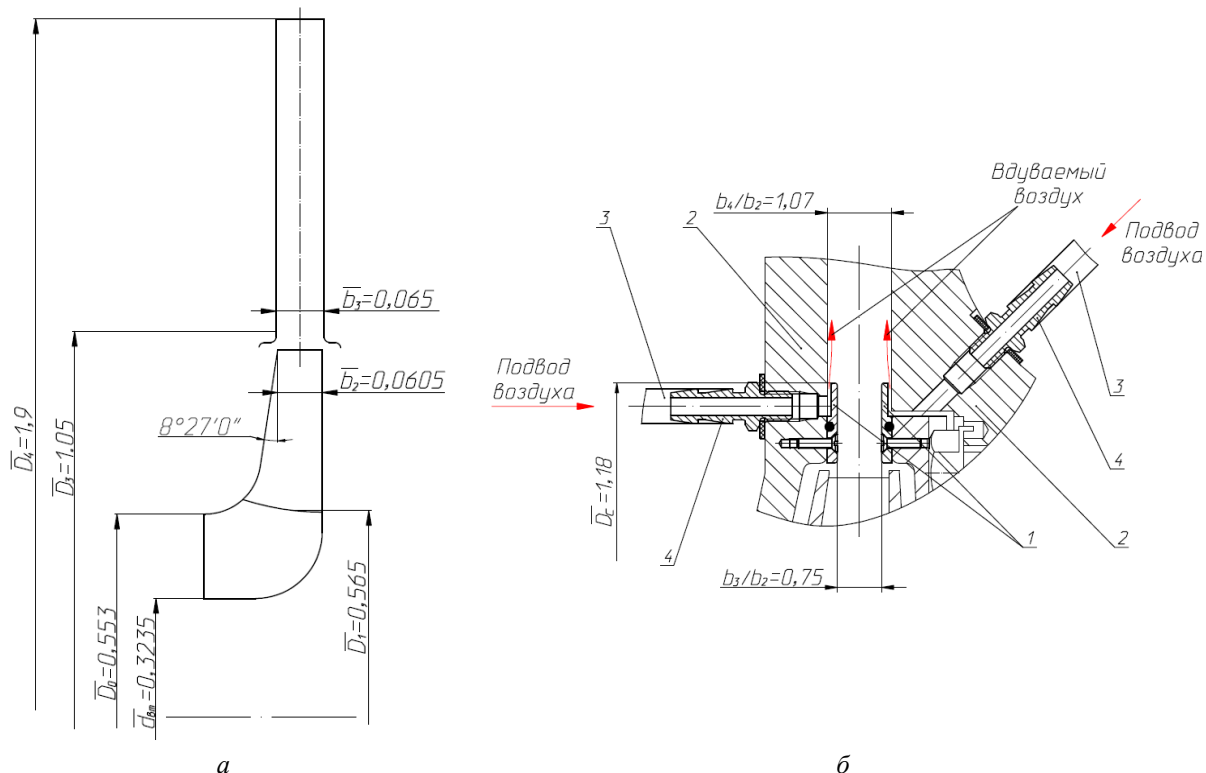


Рис. 2 – Эскиз меридионального сечения модельной двухзвенной ступени (а) и конструктивная схема доработанного диффузора (б): 1 – сопловой аппарат; 2 – диск диффузора; 3 – рукав; 4 – штуцер

### Обработка экспериментальных данных

Для оценки эффективности двухзвенной ступени используются политропный КПД  $\eta_{\text{пол}}^*$  и коэффициент политропного напора  $\psi_{\text{пол}}^*$ , рассчитанные по полным параметрам, в качестве режимного параметра – условный коэффициент расхода  $\Phi_0$ . Расчет необходимых параметров производился по формулам, представленным в [10].

Термодинамическая температура и средняя скорость на входе в ступень рассчитывается методом последовательных приближений:

$$T_0 = T_0^* - \frac{c_{0\text{cp}}^2}{2c_p}; \quad (1)$$

$$c_{0\text{cp}} = \frac{\dot{G}}{\rho_0 f_0}; \quad (2)$$

$$\rho_0 = \frac{p_0}{RT_0}. \quad (3)$$

где  $T_0$  – температура на входе в ступень, К;  $T_0^*$  – полная температура на входе в ступень, К;  $c_{0\text{cp}}$  – средняя скорость на входе в ступень, м/с;  $c_p$  – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К);  $\dot{G}$  – массовый расход на входе в ступень, кг/с;  $\rho_0$  – плотность на входе в ступень, кг/м<sup>3</sup>;  $f_0$  – площадь сечения входного патрубка, м<sup>2</sup>;  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $p_0$  – статическое давление на входе в ступень, Па.



Поскольку скорость воздуха во всасывающей трубке (в месте измерения полной температуры) не превышала 15 м/с в данной работе было принято, что  $T_0^* = T_{0\text{изм}}^*$ .

Аналогичным образом рассчитывается термодинамическая температура и средняя скорость на выходе из диффузора.

Поскольку течение со вдувом представляет собой процесс с подводом энергии, политропный КПД ступени со вдувом вычислялся с учётом мощности, затрачиваемой на вдув, по формуле:

$$\eta_{\text{пол(вд)}}^* = \frac{H_{\text{пол}}^* \dot{G} + c_p (T_4^* - T_{\text{вд}}^*) \dot{m}_{\text{вд}}}{N_i + N_{\text{вд}}}, \quad (4)$$

где  $H_{\text{пол}}^*$  – политропный напор по полным параметрам, Дж/кг;  $T_4^*$  – полная температура на выходе из диффузора, К;  $T_{\text{вд}}^*$  – полная температура вдуваемого воздуха, К;  $\dot{m}_{\text{вд}}$  – массовый расход вдуваемого воздуха, кг/с;  $N_i$  – потребляемая мощность, Вт;  $N_{\text{вд}}$  – мощность вдуваемой струи, Вт.

Пренебрегая теплообменом с окружающей средой, потребляемая мощность рассчитывается по формуле:

$$N_i = c_p (T_2^* - T_0^*) \dot{G}, \quad (5)$$

где  $T_2^*$  – полная температура на выходе из рабочего колеса, К.

Из первого закона термодинамики, полная температура за рабочим колесом (с учетом охлаждения основного потока вдуваемым), равна, К:

$$T_2^* = T_{\text{к}}^* + \frac{\dot{m}_{\text{вд}}}{\dot{G}} (T_4^* - T_{\text{вд}}^*). \quad (6)$$

Пренебрегая внешним теплообменом, а также поскольку скорость в нагнетательной трубке не превышала 15 м/с, в работе принято, что  $T_4^* = T_{\text{к}}^* = T_{\text{кизм}}^*$ .

Мощность струи определяется по формуле:

$$N_{\text{вд}} = \dot{m}_{\text{вд}} \frac{c_{\text{вд}}^2}{2}, \quad (7)$$

где  $c_{\text{вд}}$  – скорость вдуваемого воздуха, м/с.

Скорость вдуваемого воздуха рассчитывается из уравнения массового расхода.

### **Измеряемые параметры и измерительная аппаратура**

Для получения безразмерных характеристик ступени измерялись следующие параметры: статическое и полное давление, а также полная температура на входе и выходе из ступени; производительность и частота вращения ротора модельного компрессора; температура, давление и расход вдуваемого воздуха.

Полная температура на входе и выходе из ступени измерялись при помощи ртутных термометров ТЛ-4-Б2 ГОСТ 28498-90 с диапазоном измерения 0...55 °С и ценой деления 0,1 °С. Дублирование измерений температуры производилось с помощью термометров сопротивления. Статические давления снимались со стенки, для измерения полного давления на входе в ступень использовалась трубка полного давления.

Производительность ступени определялась с помощью диафрагмы, установленной во всасывающем трубопроводе. При этом измерялись: перепад давления на диафрагме, давление и температура воздуха перед диафрагмой.

Частота вращения ротора модельного компрессора определялась с помощью комплекта 3300 «*Bently Nevada*» с погрешностью не более 0,2 %.

Объемный расход вдуваемого воздуха измерялся с помощью двух ротаметров *KROHNE* H250, установленных на каждой из подводящих линий. Температура вдуваемого воздуха измерялась контактным способом при помощи термопар. Для определения давления вдуваемого воздуха на каждом из подводящих трубопроводов был установлен манометр образцовый кл.т. 0,4.

Подробное описание экспериментальной установки, методики проведения исследования, а также обработки опытных данных рассмотрены в [10].

### **Результаты экспериментального исследования**

При проведении исследования, предварительно были определены характеристики базовой ступени и диффузора, а также исследована структура течения в БЛД. Результаты экспериментального исследования исходной ступени представлены в [10].

При исследовании вдува, прежде всего, было определено влияние расхода вдуваемого воздуха на границу возникновения помпажа. При этом исследовались варианты вдува как отдельно со стороны каждого из дисков диффузора, так и совместный вдув с обеих сторон. В качестве критерия возникновения помпажа использовалось значение амплитуды колебания перепада давления на диафрагме, соответствующее предпомпажной производительности. Данное значение было определено в ходе наладочных испытаний по возникновению шума, исходящего от компрессора, характерного для помпажа. Для контроля уровня колебаний перепада давления на диафрагме в режиме реального времени использовался цифровой дифманометр «Сапфир».

Результаты экспериментов показали, что вдув в БЛД позволяет сдвинуть границу помпажа в область меньших производительностей.

На рис. 3 представлена зависимость значения предпомпажного условного коэффициента расхода от расхода воздуха, вдуваемого со стороны основного, покрывного и обоих дисков одновременно.

Как видно из рисунка более эффективным для расширения диапазона устойчивой работы оказался вдув со стороны покрывного диска. Также из рисунка видно, что с увеличением расхода вдуваемого воздуха, помпаж возникал при меньших производительностях. Максимальный эффект был обнаружен при расходе вдуваемого воздуха равном 8,0 % от производительности компрессора на номинальном режиме. При этом помпаж сдвинулся в область меньших расходов на 8,5 %. Дальнейшее увеличение расхода вдуваемого воздуха не позволило дополнительно расширить диапазон устойчивой работы. Видимо, это связано с тем, что при снижении производительности компрессора ниже некоторого значения, течение становится нестационарным уже внутри рабочего колеса.

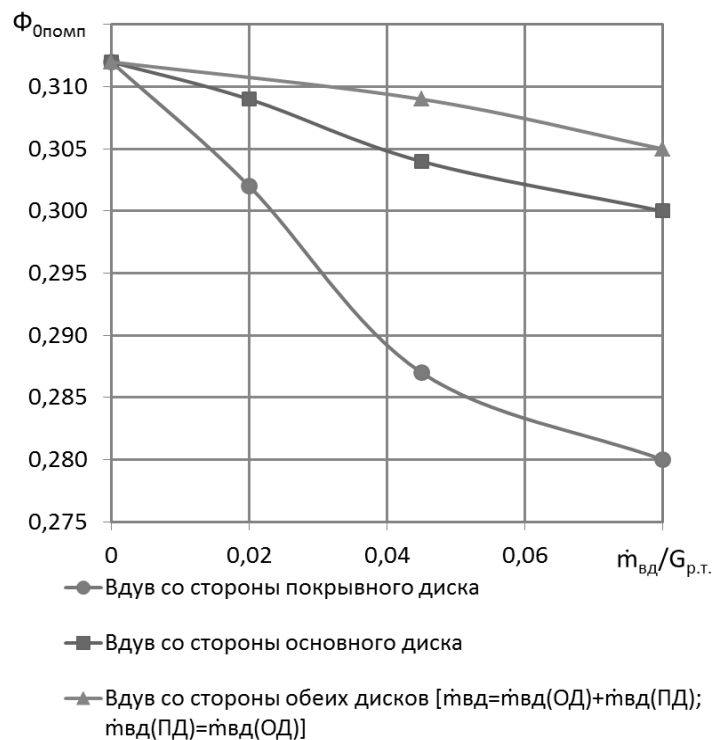


Рис. 3 – Зависимость предкомпажного условного коэффициента расхода от относительного расхода вдуваемого воздуха

На рис. 4 продемонстрировано, как применение вдува со стороны покрывного диска позволило вывести компрессор из помпажа. При проведении данного эксперимента задвижка, регулирующая производительность компрессора, плавно прикрывалась до возникновения предкомпажных пульсаций перепада давления на диафрагме. После их выявления была открыта заслонка, регулирующая подачу вдуваемого воздуха, и установлен расход вдуваемого воздуха, равный 4,5 % от производительности компрессора в рабочей точке. В результате амплитуда колебаний перепада давления уменьшилась, работа ступени стабилизировалась. Затем основная задвижка вновь была прикрыта до возникновения предкомпажных пульсаций, после чего расход вдуваемого воздуха был увеличен до 8,0 % – работа компрессора при этом вновь стабилизировалась.

На рис. 5 представлены характеристики ступени при различных режимах вдува со стороны покрывного диска.

В ходе экспериментальных исследований было выявлено, что коэффициент политропного напора ступени практически не зависит от расхода вдуваемого воздуха.

Что касается КПД, то при расходе вдуваемого воздуха меньшем или равном 4,5 % от номинальной производительности компрессора, изменение политропного КПД двухзвенной ступени находилось в пределах погрешности измерения. С увеличением расхода вдуваемого воздуха мощность, затрачиваемая на вдув, возрастала, и при значениях расхода вдуваемого воздуха больших некоторого критического значения, наблюдалось резкое снижение политропного КПД. Так при расходе вдуваемого воздуха равном 8,0 % от номинальной производительности ступени, политропный КПД снизился в среднем на (4–5) % во всем диапазоне производительностей.

Аналогичные результаты были получены и при вдуве со стороны основного диска диффузора.

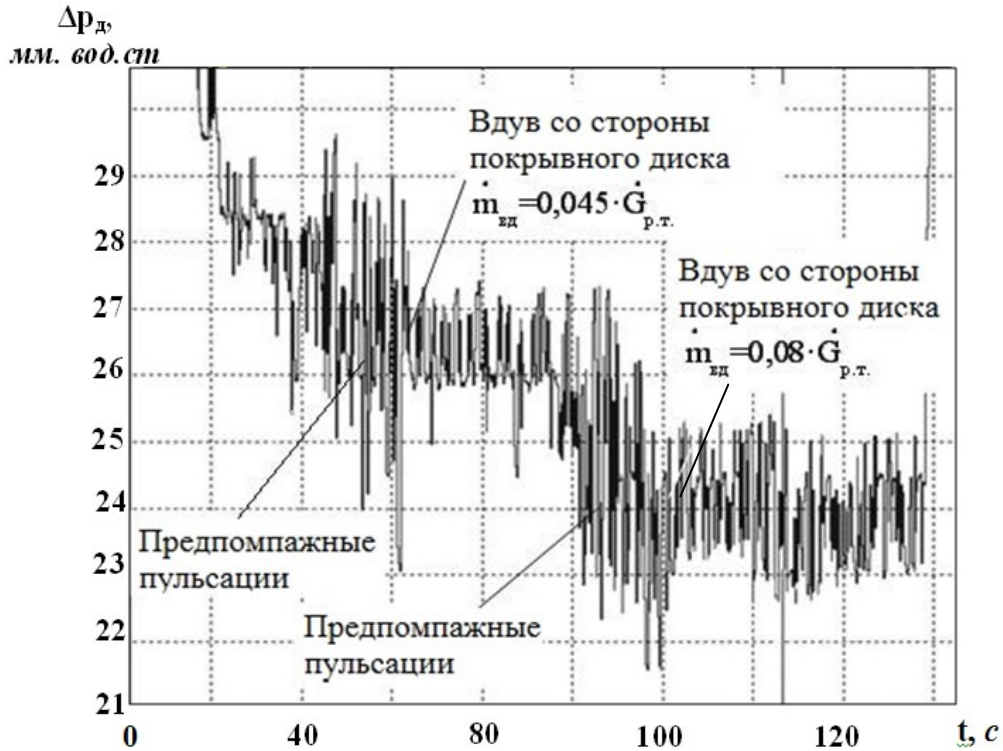


Рис. 4 – Пульсации перепада давления на диафрагме при различных расходах воздуха, дуваемого со стороны покрывного диска  $\dot{m}_{вд\_ПП} = var$

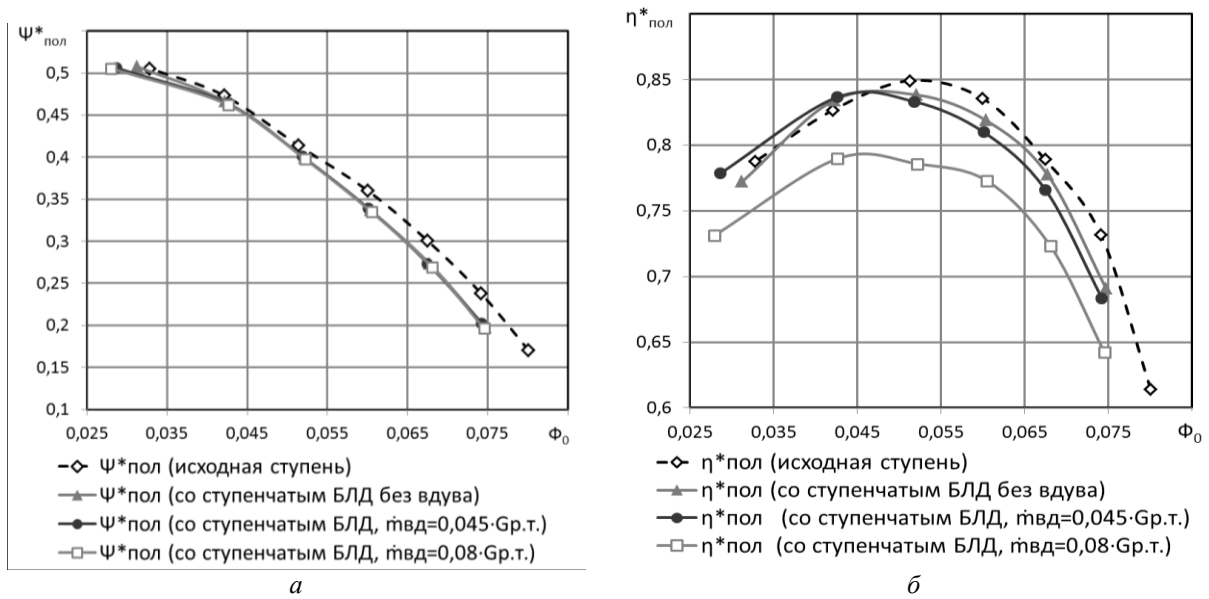


Рис. 5 – Характеристики ступени со ступенчатым БЛД при различных режимах вдува со стороны покрывного диска диффузора: *а* – коэффициент политропного напора; *б* – политропный КПД

### Выводы

По результатам исследования можно сделать следующие выводы:

1) Применение радиально-направленного вдува в безлопаточном диффузоре позволило сдвинуть помпаж в область меньших производительностей. Лучшие результаты по расширению диапазона устойчивой работы продемонстрировал вдув, осуществляемый со стороны покрывного диска диффузора. При расходе дуваемого воздуха равном 8,0 %

от производительности ступени на номинальном режиме, помпаж сдвинулся в область меньших расходов на 8,5 %. Дальнейшее увеличение расхода вдуваемого воздуха не оказало влияния на границу возникновения помпажа. Это связано с тем, что при снижении производительности компрессора ниже некоторого критического значения, формирование помпажных явлений происходит в рабочем колесе.

2) КПД ступени, рассчитанный с учетом затрачиваемой на вдув мощности, существенно зависит от расхода вдуваемого газа. При больших расходах вдуваемого газа, мощность, затрачиваемая на вдув, а также потери смешения основного и вдуваемого потоков, резко возрастают, в результате чего политропный КПД снижается. Коэффициент политропного напора ступени практически не зависит от расхода вдуваемого воздуха.

**Список литературы:** 1. *Jansen, W.* Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser [Text] / W. Jansen // *J. Basic. Eng.* 1964. – Vol. 86. – P. 750–758. 2. *Senoo, Y.* Influence of Inlet Flow Conditions and Geometries of Centrifugal Vaneless Diffusers on Critical Flow Angle for Reverse Flow [Text] / Y. Senoo, Y. Kinoshita // *J. Fluids Eng.* – 1977. – Vol. 99. – P. 98–103. 3. *Измайлов, Р. А.* Численное моделирование нестационарного течения в ступени центробежного компрессора [Текст] / Р. А. Измайлов, Х. Д. Лопулалан, Г. С. Норимарна // *Компрессорная техника и пневматика.* – 2011. – № 5. – С. 10–15. – ISSN 08655865. 4. *Терещенко, Ю. М.* Аэродинамика компрессоров с управлением отрывом потока [Текст] / Ю. М. Терещенко, М. М. Митрахович. – Киев : Ин-т математики НАН Украины, 1996. – 250 с. 5. *Nelson, E. B.* Active Stabilization of Surge in an Axial Centrifugal Turboshaft Engine [Text] / E. B. Nelson, J. D. Paduano, A. H. Epstein // *ASME J. Turbomach.* – 2000. – Vol. 122. – P. 485–493. 6. *Stein, A.* Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressors [Text] / A. Stein, S. Niazi, L. N. Sankar // *Journal of Propulsion and Power.* – 2000. – Vol. 16, No. 1. – P. 65–71. 7. *Spakovszky, Z. S.* Rotating Stall Control in a High-Speed Stage with Inlet Distortion: Part I – Radial Distortion [Text] / Z. S. Spakovszky, H. J. Weigle, J. D. Paduano, et al. // *ASME J. Turbomachinery.* – 1999. – Vol. 121. – P. 510–516. 8. *Skoch, G. J.* Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques [Text] / G. J. Skoch // *ASME J. Turbomachinery.* – 2003. – Vol. 125. – P. 704–713. 9. *Галеркин, Ю. Б.* Методы исследования центробежных компрессорных машин [Текст] / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – Ленинград : Машиностроение, 1969. – 304 с. 10. *Калинкевич, Н. В.* Экспериментальное исследование течения газа в безлопаточном диффузоре центробежного компрессора [Текст] / Н. В. Калинкевич, О. Н. Щербаков // *Наукові праці ДонНТУ. Серія гірниче-електромеханічна.* – 2011. – Вип. 22(195). – С. 88–100. – ISSN 2073-7920.

**Bibliography (transliterated):** 1. Jansen, W. "Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser." *J. Basic. Eng.* 86 (1964): 750–758. Print. 2. Senoo, Y., and Y. Kinoshita. "Influence of Inlet Flow Conditions and Geometries of Centrifugal Vaneless Diffusers on Critical Flow Angle for Reverse Flow." *J. Fluids Eng* 99 (1977): 98–103. Print. 3. Izmajlov, R. A., H. D. Lopulalan and G. S. Norimarna. "Chislennoe modelirovanie nestacionarnogo techenija v stupeni centrobezhnogo kompressora." *Kompressornaja tehnika i pnevmatika.* No 5. 2011. 10–15. ISSN 08655865. Print. 4. Tereshhenko, Ju. M., and M. M. Mitrahovich. *Ajerodnamika kompressorov s upravleniem otryvom potoka.* Kiev : In-t matematiki NAN Ukraïni, 1996. Print. 5. Nelson, E. B., J. D. Paduano and A. H. Epstein. "Active Stabilization of Surge in an Axial Centrifugal Turboshaft Engine." *ASME J. Turbomach.* 122 (2000): 485–493. Print. 6. Stein, A., S. Niazi, and L. N. Sankar. "Computational Analysis of Stall and Separation Control in Centrifugal Compressors." *Journal of Propulsion and Power* 16.1 (2000): 65–71. Print. 7. Spakovszky, Z. S., H. J. Weigle, and J. D. Paduano, et al. "Rotating Stall Control in a High-Speed Stage with Inlet Distortion: Part I – Radial Distortion." *ASME J. Turbomachinery* 121 (1999): 510–516. Print. 8. Skoch, G. J. "Experimental Investigation of Centrifugal Compressor Stabilization Techniques." *ASME J. Turbomachinery* 125 (2003): 704–713. Print. 9. Galerkin, Ju. B., and F. S. Rekstin. *Metody issledovaniya centrobezhnyh kompressornyh mashin.* Leningrad : Mashinostroenie, 1969. 10. Kalinkevich, N. V., and O. N. Shherbakov. "Jeksperimental'noe issledovanie techenija gaza v bezlopatochnom diffuzore centrobezhnogo kompressora." *Naukovi praci DonNTU. Serija gimnicho-elektromehanichna* 22(195) (2011): 88–100. ISSN 2073-7920. Print.

Поступила (received) 05.02.2015

УДК. 621.515

**А. Н. НЕФЕДОВ**, нач. лаборатории ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»;  
**А. В. СКОРИК**, канд. техн. наук; научный сотрудник ПАО «Сумское НПО  
им. М.В. Фрунзе»

### **ОПЫТ РАСЧЁТА ТЕЧЕНИЯ ГАЗА В СТУПЕНЯХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ КОМПРЕССОРОВ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ ANSYS CFX С УЧЁТОМ РЕАЛЬНЫХ СВОЙСТВ СЖИМАЕМОЙ СРЕДЫ**

В статье представлены результаты численного моделирования течения природного газа в центробежном компрессоре высокого давления с применением модели идеального газа и модели реального газа Соаве – Редлиха – Квонга. Сопоставление результатов расчета с экспериментом подтверждает целесообразность учета реальных свойств газа при моделировании течения в таких компрессорах. Дальнейшее уточнение расчетной модели может быть направлено на моделирование течения с учетом зазоров между статорными и роторными элементами компрессора, влияние которых на характеристики компрессоров высокого давления особенно значительное.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, численное моделирование, уравнение состояния реального газа.

#### **Введение**

При моделировании течения в центробежных компрессорах (ЦК), для которых рабочее давление достигает нескольких МПа, возникает необходимость применения моделей течения, учитывающих реальные свойства компримируемой среды. Адекватное моделирование процесса сжатия реального газа в *ANSYS CFX v.15.0.7* возможно при использовании соответствующего уравнения состояния. Кроме того, при обработке результатов расчетов также следует учитывать особенности политропного процесса сжатия реального газа (например, определение политропного напора производить с учётом коэффициента сжимаемости).

В состав программного комплекса включены следующие уравнения состояния (УС) [1]:

- 1) УС идеального газа;
- 2) УС реального газа Соаве – Редлиха – Квонга (Soave Redlich Kwong);
- 3) УС реального газа Редлиха – Квонга (Standard Redlich Kwong);
- 4) УС реального газа Aungier – Редлиха – Квонга (Aungier Redlich Kwong);
- 5) УС реального газа Пенга – Робинсона (Peng Robinson).

В работах [2, 3] указывается на существенное влияние режима течения в ЦК (по числу Рейнольдса) и шероховатости поверхностей проточной части на его газодинамические характеристики. Возможности программного комплекса *ANSYS CFX v.15.0.7* позволяют учесть эти особенности [1].

Целью данной статьи является сопоставление результатов численного моделирования течения в ЦК для сжатия природного газа с применением модели реального газа Соаве – Редлиха – Квонга (СРК), рекомендуемой при расчете процессов сжатия углеводородных смесей [1, 4], и с использованием модели идеального газа. Согласно [4] уравнение состояния СРК за исключением области вблизи критической точки позволяет получать результат с погрешностью порядка (1–2) %.

### 1 Методика обработки экспериментальных данных и результатов численного моделирования

В данной работе считалось, что адекватность результатов сравнения экспериментальных и расчетных результатов обеспечивается в случае применения идентичных методик обработки получаемых данных.

Проточная часть исследуемого ЦК включает 2 расположенных «спина к спине» секции по 3 ступени, входные устройства для каждой секции, каналы для перевода потока газа между секциями и выходное устройство (рис. 1).

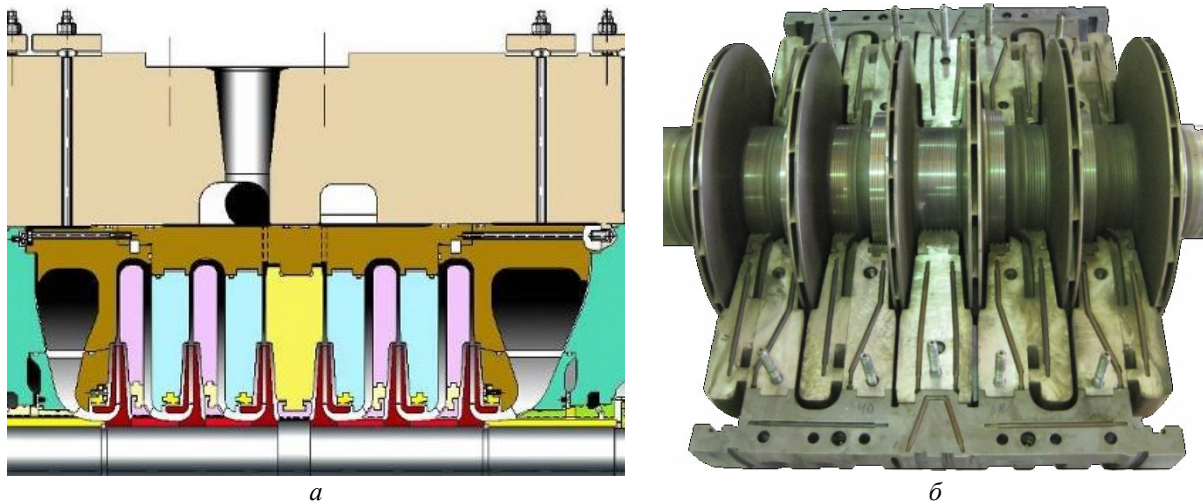


Рис. 1 – Проточная часть исследуемого ЦК:  
а – эскиз; б – фотография

Для расчёта в *ANSYS CFX* применялись секторные геометрические модели ступеней компрессора, а также полные геометрические модели остальных элементов. Расчёт проводился в стационарной постановке со схемой дискретизации высокого разрешения. Интерфейсы между вращающимися и статорными элементами проточной части – «Stage». Использовалась *SST*-модель турбулентности, при этом количество пристеночных призматических слоёв расчётной сетки составляет не менее 20. Общее количество элементов расчётной сетки составило 9,8 млн. Течение газа в полостях между роторными и статорными деталями и в лабиринтных уплотнениях не моделировалось.

В качестве исходных данных для расчёта в *ANSYS CFX* принимались параметры потока, полученные экспериментально (статическое давление на входе 12,7 МПа, температура на входе 290 К, частота вращения ротора 9700 об/мин). Шероховатость проточной части задавалась равной 1,6 мкм. Рабочая среда – природный газ (содержание метана в объёмных долях составляет 90 %).

Обработка результатов расчёта и экспериментальных данных производилась по следующим формулам. Условный коэффициент расхода:

$$\Phi_0 = \frac{4\bar{m}}{\rho_n \pi D_2^2 U_2},$$

где  $\bar{m}$  – массовый расход;  $\rho_n$  – плотность газа на входе в ступень;  $D_2$  – диаметр рабочего колеса (РК);  $U_2$  – окружная скорость на выходе РК.

Коэффициент политропного напора

$$\Psi_n = \frac{H_n}{U_2^2},$$

где  $H_n = z_n R T_n \sigma \left( \pi^{\frac{1}{\sigma}-1} \right)$ ;  $\sigma = \frac{\ln(\pi)}{\ln(T_k/T_n)}$ ;  $R$  – газовая постоянная рабочей среды;  $T_n$  – температура на входе в компрессор;  $T_k$  – температура на выходе из компрессора,  $\pi = p_k/p_n$ ;  $p_n$  – давление на входе в компрессор;  $p_k$  – давление на выходе из компрессора.

При обработке результатов расчета в *ANSYS CFX* значение коэффициента сжимаемости определялось по формуле  $z_n = \frac{p_n}{\rho_n R T_n}$ ; при обработке экспериментальных данных коэффициент сжимаемости и плотность газа определялись по методике Загорученко [5], хорошо зарекомендовавшей себя для расчёта свойств смесей углеводородов.

## 2 Сопоставление результатов эксперимента и численного моделирования

Моделирование течения в данном ЦК проводилось для значений массового расхода приведённых в табл. 1. Расчеты выполнялись с использованием уравнения состояния идеального газа и уравнения состояния СРК. Поскольку применение различных уравнений состояния приводит к отличию коэффициентов сжимаемости  $z$ , то численные величины плотности, а, следовательно, и условного коэффициента расхода  $\Phi_0$  для идентичных по массовому расходу режимов различались. Сопоставление величин плотности и коэффициентов сжимаемости, определенных для указанных уравнений состояния, представлены в табл. 1.

Таблица 1.

Сопоставление величин, определённых с использованием различных уравнений состояния

Массовый расход, кг/с		29.4	35.4	39.4	46.7	48.1
$\rho_n$ , кг/м <sup>3</sup>	мет. Загорученко	127.8	124.3	123.2	120.8	121.2
	<i>ANSYS</i> , СРК	121.3 (5.1 %)*	118.5 (4.7 %)*	117.6 (4.6 %)*	115.6 (4.3 %)*	116.1 (4.2 %)*
	<i>ANSYS</i> , идеальный газ	96.7 (24.3 %)*	95.3 (23.3 %)*	94.8 (23 %)*	–	–
$z_n$	мет. Загорученко	0.757	0.767	0.770	0.780	0.784
	<i>ANSYS</i> , СРК	0.797	0.804	0.807	0.814	0.819

\* – отклонение от методики Загорученко.

Напорная характеристика компрессора, полученная в *ANSYS CFX* с учетом уравнения состояния СРК, близка к экспериментальной по характеру, а также по величине  $\Phi_0$  в каждой режимной точке (рис. 2). Смещение расчётных значений  $\Phi_0$  относительно экспериментальных составляет (5–6) %. Достаточно высокое совпадение по  $\Phi_0$  обусловлено близкими величинами плотностей, определяемых по методике Загорученко и из уравнения состояния реального газа СРК. Величина политропного напора, определенного на основе расчета в *ANSYS CFX*, завышена. С увеличением расхода расхождение экспериментальных и расчетных значений политропного напора ( $\Psi_n$  Эксп и  $\Psi_n$  Real Gas на рис. 2) возрастает. В диапазоне  $\Phi_0 = 0,01–0,015$  расхождение составляет (14–16) %. В крайней правой точке характеристики расхождение достигает 35 %.



Из рис. 2 видно также, что применение модели реального газа в *ANSYS CFX* (уравнение состояния СРК) позволяет получить более близкий к эксперименту результат, как по величине политропного напора  $\psi_p$ , так и по значению условного коэффициента расхода  $\Phi_0$ .

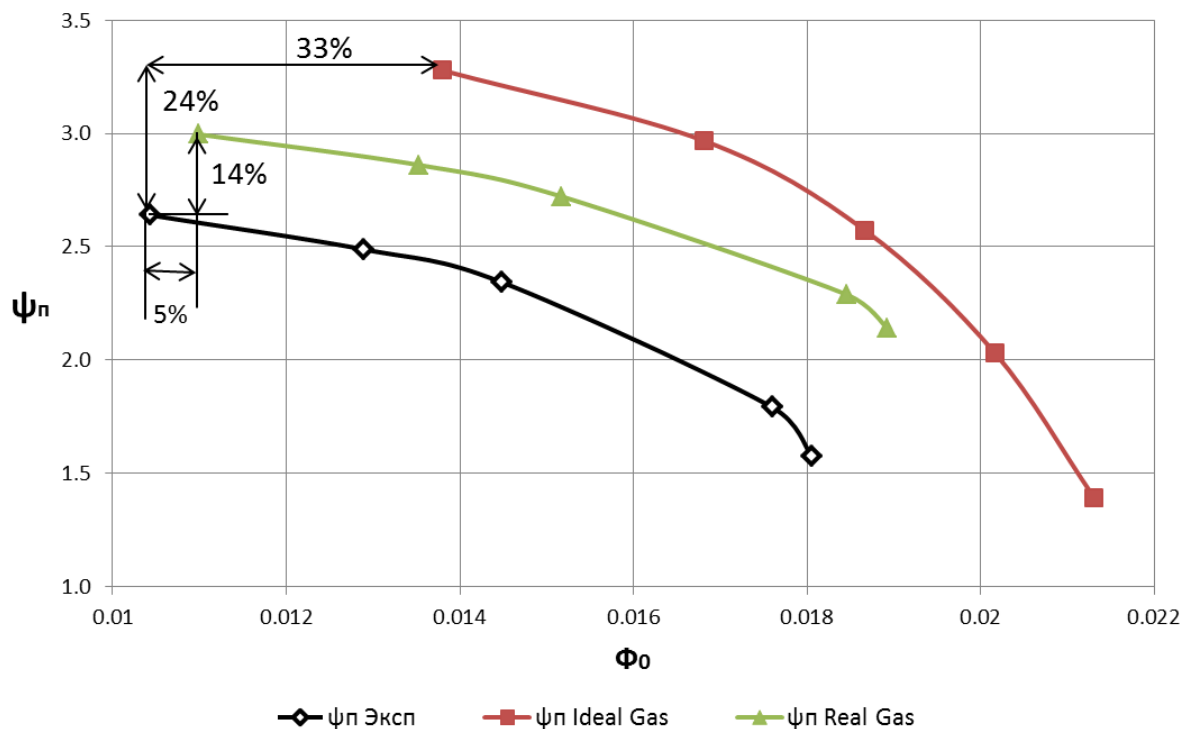


Рис. 2 – Напорные характеристики компрессора высокого давления, полученные в *ANSYS CFX* при использовании моделей идеального и реального газа, а также определённая на основе экспериментальных данных

Таблица 2.

Сопоставление экспериментальных и расчетных значений отношений давлений и температур

Массовый расход, кг/с		29.4	35.4	39.4	46.7	48.1
$\pi$	Эксперимент	2.357	2.237	2.133	1.772	1.650
	<i>ANSYS</i> , УС идеал. газ	2.281	2.118	1.923	–	–
	<i>ANSYS</i> , УС СРК	2.570	2.445	2.338	2.018	1.919
$T_k/T_n$	Эксперимент	1.314	1.279	1.263	1.212	1.196
	<i>ANSYS</i> , УС идеал. газ	1.253	1.232	1.212	–	–
	<i>ANSYS</i> , УС СРК	1.261	1.246	1.235	1.203	1.194

В таблице 2 приведены отношения давлений и температур в ЦК на различных режимах, полученные экспериментально и в *ANSYS CFX* с использованием различных УС. Отношение давлений в компрессоре с использованием УС идеального газа занижается относительно экспериментального, а при использовании УС СРК – завышается. Отношение температур в компрессоре ниже экспериментального в обоих случаях. Однако, отношения температур, определенные в *ANSYS* с применением уравнения состояния СРК, более близки к экспериментальным значениям. Заниженные значения  $T_k/T_n$  приводят к повышенным (относительно экспериментальных) значениям

газодинамического комплекса  $\sigma$ . Поэтому значения  $\psi_{\text{п}} \text{ Real Gas}$  и  $\psi_{\text{п}} \text{ Ideal Gas}$  больше  $\psi_{\text{п}} \text{ Эксп.}$  Учёт коэффициента сжимаемости при определении  $\psi_{\text{п}} \text{ Real Gas}$  приводит к тому, что характеристика  $\psi_{\text{п}} \text{ Real Gas}$  лежит ниже характеристики  $\psi_{\text{п}} \text{ Ideal Gas}$ .

На основании проведённой работы можно предположить, что расчёт течения с применением современных *CFD*-комплексов в компрессорах высокого давления имеет ряд существенных особенностей в отличие от расчётов компрессоров общепромышленного назначения.

Для ЦК высокого давления влияние перетечек в уплотнениях рабочих колес и течение в зазорах между роторными и статорными деталями оказывает значительное влияние на интегральные газодинамические характеристики (в том числе и за счет дополнительного подогрева основного потока перетекаемым через лабиринтную втулку покрывного диска газом). Кроме того, моделирование течения в зазорах позволяет учесть дополнительные потери напора на дисковое трение. Предположительно, учет этих факторов в дальнейшем позволит уточнить результаты представленного численного моделирования.

### Выводы

Выполненные расчёты позволяют сделать следующие выводы:

1) Применение рекомендуемого уравнения состояния реального газа Соаве – Редлиха – Квонга при расчёте компрессора высокого давления (для сжатия природного газа) в *ANSYS CFX* позволяет получить более близкий к экспериментальному результат, чем в случае применения УС идеального газа. Однако полученные в ходе такого расчета газодинамические характеристики многоступенчатого компрессора все еще недостаточно точны для эффективного применения в инженерной практике.

2) Дальнейшее повышение точности вычислительного эксперимента следует проводить путем введения в расчетную модель дополнительных доменов, обеспечивающих адекватный учет течения в камерах между роторными и статорными деталями и в лабиринтных уплотнениях рабочих колес.

**Список литературы:** 1. ANSYS, INC. ANSYS CFX RELEASE 15.0.7. USER MANUAL, 2014. 2. Садовский, Н. И. Повышение эффективности малорасходных ступеней центробежных компрессоров высокого и сверхвысокого давления на основе изучения влияния числа Рейнольдса и шероховатости на рабочие процессы [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.06 / Н. И. Садовский. – Санкт-Петербург, 1994. – 340 с. 3. Simon, H. On the Evaluation of Reynolds Number and Relative Surface Roughness Effects on Centrifugal Compressor Performance Based on Systematic Experimental Investigations [Text] / H. Simon, A. Bülskämper // ASME J. Eng. Gas Turbines Power. – 1984. – Vol. 106. – P. 489–498. 4. Рид, Р. Свойства газов и жидкостей [Текст] : пер. с англ. под ред. Б. И. Соколова / Р. Рид, Дж. Праусниц, Т. Шервуд. – 3-е изд., перераб. и дополн. – Ленинград : ХИМИЯ, 1982. 5. Загорученко, В. А. Уравнения состояния бинарных и многокомпонентных смесей [Текст] : моногр. / В. А. Загорученко. – Одесса, 1981. – 112 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. ANSYS, INC. ANSYS CFX RELEASE 15.0.7. USER MANUAL, 2014. 2. Sadovskij, N. I. Povyshenie jeffektivnosti malorashodnyh stupeney centrobeznyh kompressorov vysokogo i sverhvyssokogo davlenija na osnove izuchenija vlijaniya chisla Rejnol'dsa i sherohovatosti na rabochie processy. Dis. kand. tehn. nauk. St. Petersburg, 1994. Print. 3. Simon, H., and A. Bülskämper. "On the Evaluation of Reynolds Number and Relative Surface Roughness Effects on Centrifugal Compressor Performance Based on Systematic Experimental Investigations." ASME J. Eng. Gas Turbines Power 106 (1984): 489–498. Print. 4. Rid, R., Dzh. Prausnic and T. Shervud. Svoystva gazov i zhidkostej. Ed. B. I. Sokolova. Leningrad : HIMIJa, 1982. Print. 5. Zagoruchenko, V. A. Uravnenija sostojanija binarnyh i mnogokomponentnyh smesej. Odessa, 1981. Print.

Поступила (received) 14.01.2015

УДК 621.515

**А. А. МИРОШНИЧЕНКО**, аспирант СумГУ, Сумы;  
**А. А. ОБУХОВ**, научный сотрудник ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»;  
**В. П. ПАРАФЕЙНИК**, д-р техн. наук; ведущий научный сотрудник  
ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе»

### РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕМОДЕЛЬНЫХ ИЗМЕНЕНИЙ В ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СРЕДНЕРАСХОДНОЙ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

В статье представлены результаты физического и численного исследования семейства среднерасходных ступеней центробежного компрессора. Выполнен анализ влияния существенных немодельных изменений ширины рабочих каналов в меридиональном сечении проточной части ступени на смещение и изменение формы её газодинамических характеристик. Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований позволяют при дальнейшем проектировании ступеней с внесением немодельных изменений прогнозировать с достаточной для технических расчетов точностью смещение интегральных газодинамических характеристик по условному коэффициенту расхода.

**Ключевые слова:** ступень центробежного компрессора, проточная часть, немодельные изменения, вычислительная гидродинамика, интегральные газодинамические характеристики.

#### СОКРАЩЕНИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- $b$  – ширина канала в элементах проточной части;
- $\eta$  – коэффициент полезного действия (КПД);
- $\psi$  – коэффициент напора;
- $\Phi$  – условный коэффициент расхода;
- БЛД – безлопаточный диффузор;
- ОНА – обратно-направляющий аппарат;
- ПЧ – проточная часть;
- РК – рабочее колесо;
- ЦК – центробежный компрессор.

#### ИНДЕКСЫ

- ' – параметры и критерии, относящиеся к модифицированной ступени;
- 0 – параметры потока определенные в сечении  $0-0$ , расположенном перед РК;
- 2 – параметры потока определенные в сечении  $2-2$ , расположенном на выходе из РК;
- 3 – параметры потока определенные в сечении  $3-3$ , расположенном на входе в диффузор;
- 6 – параметры потока определенные в сечении  $6-6$ , расположенном за лопатками ОНА;
- max – максимальное значение критерия эффективности;
- min – минимальное значение критерия эффективности, соответствующие режиму помпажа;
- опт – критерии эффективности в расчетной точке;
- п – политропный.

#### Введение

Развитие промышленности вызывает необходимость увеличения объёмов

---

© А.А. Мирошниченко, А.А. Обухов, В.П. Парафейник, 2015

добычи различных энергоносителей. Одним из основных источников энергии является природный газ. Транспортировка углеводородных газов от места добычи к их конечному потребителю осуществляется компрессорными станциями с газоперекачивающими агрегатами, создаваемыми на основе ЦК и газотурбинного привода. Эффективность ЦК зависит от газодинамического совершенства основных элементов ступени его ПЧ: РК, диффузора и ОНА. Значительная энергоёмкость ЦК предъявляет высокие требования к его эффективности, а также вызывает необходимость проведения научно-исследовательских работ по их совершенствованию.

В условиях жесткой конкуренции на рынке продукции машиностроения разработчик ЦК ограничен сжатыми сроками проектирования, изготовления и поставки оборудования заказчику, что требует наличия у его разработчика надежных методов проектирования компрессоров.

Из известных методов проектирования ЦК [1–3] в ПАО «Сумское НПО им. М.В. Фрунзе» (далее ПАО) нашел применение метод моделирования (масштабирования), преимуществами которого является сравнительная простота и оперативность получения проектных газодинамических характеристик, так как ПЧ создается на основе существующих в информационной базе модельных ступеней. Среди недостатков данного метода следует отметить невозможность достижения эффективности ПЧ компрессора выше используемого прототипа, а также необходимость иметь обширную базу экспериментально проверенных ПЧ, которые могли бы обеспечить заданные параметры.

Степень ЦК имеет предел экономичности обусловленной массовым расходом газа, перемещаемым через неё, при соответствующих соотношениях различных геометрических параметров ПЧ. Для согласования работы ступеней ЦК при его проектировании методом моделирования приходится использовать смещение зоны максимальной эффективности газодинамической характеристики ступени относительно оптимального значения условного коэффициента расхода. Обеспечить требуемые смещение интегральных газодинамических характеристик ступени ЦК удастся путем внесения немодельных изменений в элементы ПЧ ступени имеющейся в проектной организации базы модельных ступеней ЦК [4].

Термин «немодельные изменения» геометрии ПЧ в настоящее время является малораспространенным в компрессоростроении. Это обусловлено тем, что турбокомпрессор, представляющий из себя сложное изделие в конструктивном и технологическом отношении, является продуктом компромиссных решений. Они имеют место при выборе компоновочных схем ЦК и ПЧ, решении вопросов статической и динамической прочности, а также связаны с выбором унифицированных и технологических решений. Таким образом, под термином «немодельные изменения», строго говоря, могут подразумеваться различные изменения, оказывающие влияние на параметры ЦК, поскольку метод моделирования имеет широкое распространение не только при проектировании турбомашин, но и в механике в целом.

В настоящей работе исследуется влияние немодельных изменений в геометрии ПЧ ступени ЦК, в частности, ширины рабочих каналов в меридиональном сечении ступени, оказывающие наиболее существенные влияние на их газодинамические характеристики.

Анализ известных литературных данных указывает на отсутствие систематизированных рекомендаций по внесению немодельных изменений в ПЧ ступеней ЦК и определенных границ их применения. Поэтому вопрос определения границ применения и формирования рекомендаций для уточнения метода

проектирования с внесением немодельных изменений в геометрию ПЧ ступени ЦК является важным вопросом проектирования и дальнейшего развития методологии разработки промышленных ЦК.

### 1 Постановка задачи и объекты исследования

Задачей данной работы было исследование влияния немодельных изменений, вызванных отклонением ширины рабочих каналов в меридиональном сечении ПЧ ступени ЦК от их проектных значений в базовой ступени, на её интегральные газодинамические характеристики. Исследование проводилось в два этапа: первый – физический эксперимент на аэродинамическом стенде и отработка методики вычислительного эксперимента с использованием экспериментальных данных; второй – численное моделирование с использованием программно-технических средств *ANSYS CFX*. Физический эксперимент заключался в исследования газодинамических характеристик двух ступеней: базовой и модифицированной ступени, меридиональное сечение которой было расширено на 10 %. Основной задачей первого этапа работ было получение экспериментальных газодинамических характеристик на модели среднерасходной ступени ЦК, имеющейся в информационной базе ПАО, а также модифицированной ступени и отработка методики вычислительного эксперимента по моделированию рабочего процесса ступени ЦК со значительными немодельными отклонениями. Дальнейшее численное исследование на втором этапе работ проводилось для ряда ступеней с изменением ширины каналов ПЧ в диапазоне от -30 % до +30 % с шагом 10 %.

Используемая базовая ступень ЦК является средненапорной ( $\beta_{л2} = 32^\circ$ ) и относится к ступеням промежуточного типа. Её номинальный режим работы соответствует значению условного коэффициента расхода равного  $\Phi_0 = 0,06$  и относится к среднерасходным ступеням, широко применяемым в ЦК конструкции ПАО. Величина запаса по помпажу анализируемой ступени составляет 44 %.

Модифицированная ступень получена путем расширения меридионального сечения базовой ступени на 10 %, при этом величина  $\Phi_0$  ступени составляет 0,066. Основные геометрические параметры базовой и расширенной ступеней, использовавшихся при физическом и вычислительном экспериментах, приведены в табл. 1, а их эскизы представлены на рис. 1.

Таблица 1.

Основные конструктивные параметры экспериментально исследуемых ступеней ЦК

Ступень	$D_2$ , мм	$b_2$ , мм	$D_{вт}$ , мм	$D_0$ , мм	$b_3$ , мм	$Z_{1-2}$	$Z_{5-6}$
База	400	26,6	129,4	225,9	28,2	11	24(12)
База+10 %		29,3	124,1	230,4	31		

Таким образом, объектами исследования являются трехзвенные ступени ЦК (РК+БЛД+ОНА). Для осуществления физических экспериментов было изготовлено 2 комплекта ПЧ модельных ступеней с геометрией роторных и статорных элементов указанных в табл. 1. При проведении вычислительных экспериментов диапазон изменения геометрических параметров модифицированных ступеней соответствовал значениям: ширина РК на выходе  $b_2 = 18,6-34,6$  мм, ширина диффузора  $b_3 = 19,7-36,7$  мм; диаметр РК на входе  $D_0 = 202-245$  мм при неизменном значении остальных геометрических параметров, указанных в табл. 1. Геометрические параметры, определяющие меридиональный профиль ступени ( $b_2$ ,  $b_3$  и т.д.) изменялись

линейно. Значения диаметров, определяющих входное и выходное сечения РК модифицированной ступени, вычислялись из условия линейного увеличения площади.

Целью экспериментальных исследований является подтверждение заявленных газодинамических характеристик базовой ступени, а также подтверждение допущения об их линейном смещении при расширении рабочих каналов ПЧ в меридиональном сечении.

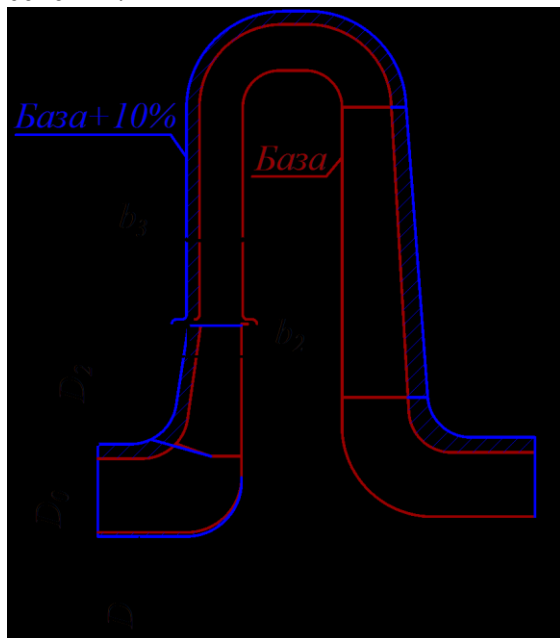


Рис. 1 – Меридиональные сечения исследуемых ступеней

Экспериментальные исследования эффективности ступеней ЦК проводились на аэродинамическом стенде АД-400 научно-исследовательского комплекса ПАО [5]. Стенд был оснащен пневмометрическими приборами, позволяющими определять основные критерии эффективности ПЧ с необходимой точностью [6]. Значения относительных погрешностей определения политропного КПД для обеих ступеней не превышало 2 % и 2,5 % для величин политропного коэффициента напора.

Частота вращения роторов модельных ПЧ устанавливалась из условия обеспечения  $Mu_2 \approx 0,63$  и корректировалась на протяжении эксперимента, в зависимости от температуры на входе в ступень. При этом значения условного числа Рейнольдса достигали значений  $Reu_2 = 4,4 \cdot 10^5$ .

Для определения критериев эффективности измерялись параметры потока перед РК и после ОНА ( $T_0, P_0, T_6, P_6$ ). Расход воздуха перемещаемого через ступень в процессе испытаний, измерялся при помощи диафрагмы, установленной во всасывающем патрубке. Относительная погрешность измерения расхода составила 1,5 %.

## 2 Критерии эффективности ступени ЦК

Критериями эффективности для ступени ЦК являются интегральные газодинамические параметры – коэффициент политропного напора  $\psi_n = f(\Phi_0)$  и политропный КПД  $\eta_n = f(\Phi_0)$ , которые определялись по следующим зависимостям [2]:

– условный коэффициент расхода

$$\Phi_0 = \frac{4\bar{V}_0}{\pi D_2^2 u_2}, \quad (1)$$

где  $\bar{V}_0$  – объёмный расход по условиям всасывания, м<sup>3</sup>/мин;  $u_2 = \pi D_2 n / 60$  – окружная скорость на выходе из рабочего колеса, м/с;  $D_2$  – диаметр рабочего колеса, м;  $n$  – частота вращения ротора компрессора, об/мин;

– коэффициент политропного напора ступени

$$\psi_n = \frac{RT_0 \sigma (\Pi^{1/\sigma} - 1)}{u_2^2}, \quad (2)$$

где  $R$  – газовая постоянная, Дж/(кг·К);  $\Pi = P_6/P_0$  – отношение давлений;  
 $\sigma = \ln(\Pi)/\ln(P_6/P_0)$  – газодинамическая функция;  
 – политропный КПД

$$\eta_{\text{п}} = \frac{RT_0 \sigma (\Pi^{1/\sigma} - 1)}{C_p (T_6 - T_0)}, \quad (3)$$

где  $P_6, P_0$  – давление за лопатками ОНА и перед РК соответственно, Па;  $T_6, T_0$  – температура за лопатками ОНА и перед РК соответственно, К;  $C_p$  – изобарная теплоемкость, Дж/(кг·К).

### **3 Особенности методики численного моделирования течение газа в ступени ЦК**

Для численного моделирования использовался программный комплекс *ANSYS CFX*. Верификация методики численного моделирования проводилась путем сопоставления интегральных газодинамических характеристик ступени ЦК, полученных в результате численного эксперимента, с экспериментальными данными, полученными на аэродинамическом стенде АД-400.

Моделирование процесса течения газа в ПЧ ступени ЦК производилось в циклически-симметричной, стационарной постановке. При этом в модель были внесены следующие допущения [7]:

- параметры потока считались однородно распределенными по входному сечению;

- использована геометрически упрощенная модель перехода из РК в БЛД; при этом не моделировались боковые пазухи и течения газа в них, между РК и статорными деталями корпуса; а также не моделировалась работа лабиринтных уплотнений основного и покрывного дисков РК;

- отсутствует теплообмен с окружающей средой.

На входе в расчетную область в качестве граничных условий задавались параметры адиабатически заторможенного потока перед РК, а на выходе из расчетной области – доля массового расхода, проходящего через сегмент ПЧ.

Проточная часть ступени ЦК была заменена блочно-структурированной расчетной сеткой [8]. Для применения *SST* модели турбулентности, которая способна наиболее точно предсказывать место возникновения отрыва потока, была измельчена расчетная сетка на стенках ПЧ исследуемой ступени ЦК. Среднее значение  $Y^+$  на всех исследуемых режимах не превышало 2. Уровень шероховатости на стенках ПЧ был принят равным 3,2 мкм. Выбор шага интегрирования  $t$  определялся из соотношения  $t = 30/(\pi n)$ , где  $n$  – частота вращения РК, об/мин.

Критериями сходимости численного расчета приняты флуктуации значений политропного КПД и коэффициента политропного напора. Их величина для ступени ЦК находится в пределах погрешности физического эксперимента по определению газодинамических характеристик.

Обработка результатов численного моделирования производилась в Post процессоре *ANSYS CFX* и включала определение параметров необходимых для расчета интегральных газодинамических характеристик ступени ЦК.

#### 4 Результаты анализа физического и численного моделирования

Газодинамические характеристики, полученные при физическом и расчетном экспериментах, для базовой ступени и ступени, меридиональное сечение каналов ПЧ которых было расширено на 10 %, представлены на рис. 2.

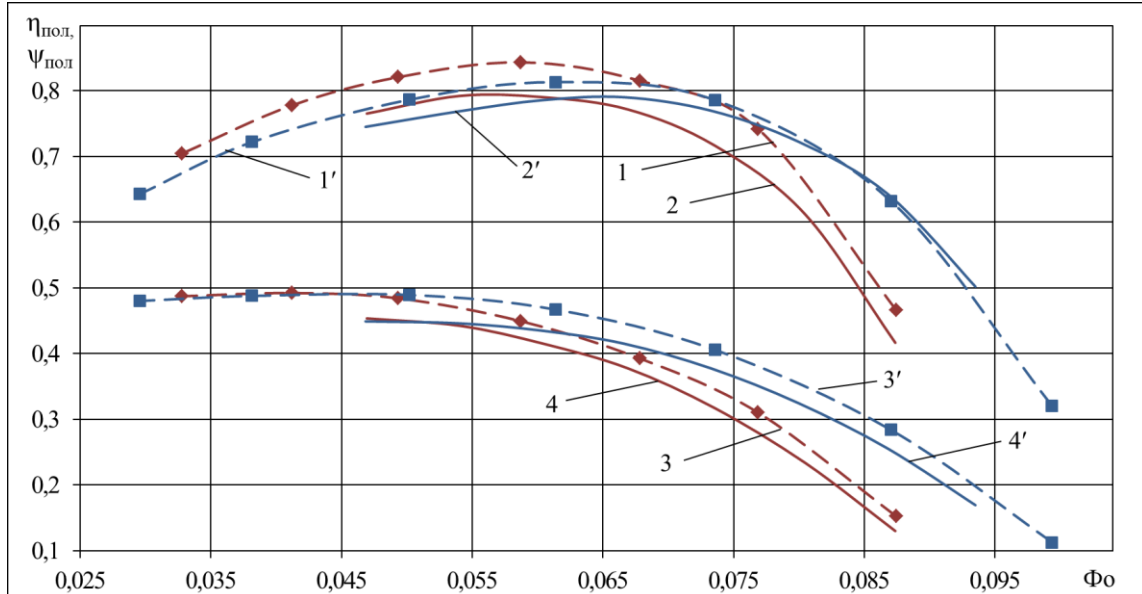


Рис. 2 – Интегральные газодинамические характеристики ступеней ЦК: 1, 1', 3, 3' – политропный КПД и коэффициент напора, соответственно, по результатам физического эксперимента (—♦— ; —■—); 2, 2', 4, 4' – политропный КПД и коэффициент напора, соответственно, по результатам вычислительного эксперимента (— ; —)

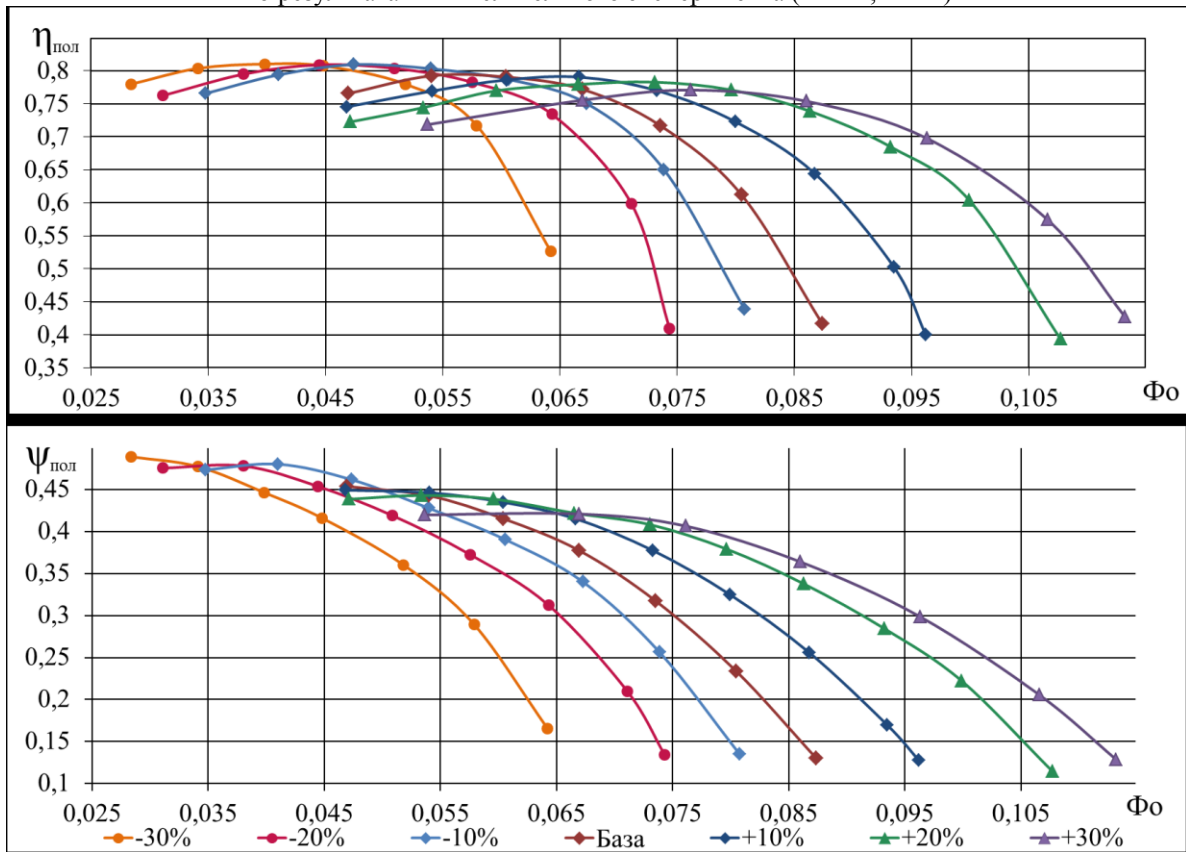


Рис. 3 – Интегральные газодинамические характеристики базовой и модифицированных ступеней



Как видно из рис. 2, взаимное расположение интегральных газодинамических характеристик исследуемых ступеней, полученные экспериментально и численно, имеет эквидистантный характер, что свидетельствует о правильном выборе настроек решателя численного моделирования. Разность между соответствующими значениями находятся в коридоре погрешностей физического эксперимента и допущений, принятых при численном моделировании [7], что позволяет отказаться от физического эксперимента и проводить последующие исследования (для диапазона изменения ширины каналов ПЧ в меридиональном сечении в диапазоне от  $-30\%$  до  $+30\%$ ) методами вычислительной гидродинамики. Результаты расширенного численного эксперимента представлены на рис. 3.

Анализ данных, представленных на рисунке 3, позволяет сделать вывод о том, что наблюдается следующая общая тенденция: при расширении каналов ПЧ характеристики становятся более пологими, что, соответственно, расширяет зону эффективной работы. При заужении наблюдается обратная картина – характеристики становятся более крутыми.

Для более детального анализа влияния немодельных изменений геометрии ПЧ на характер изменения интегральных газодинамических характеристик, использовались следующие критерии оценки их расположения и формы [9]: величина немодельного отклонения ширины каналов ПЧ в меридиональном сечении ( $\Delta$ , %); величина сдвига характеристики по условному коэффициенту расхода ( $\delta$ , %); изменение относительной зоны устойчивой работы ( $\Delta\bar{\Phi}_0$ ), величина относительного оптимального политропного КПД ( $\bar{\eta}_{п\text{ опт}}$ ), величина относительного коэффициента политропного напора в расчётной точке ( $\bar{\Psi}_{п\text{ опт}}$ ), относительная величина максимального значения коэффициента политропного напора ( $\bar{\Psi}_{п\text{ max}}$ ).

Принятые критерии определялись с использованием следующих относительных значений анализируемых параметров:

– величина немодельного отклонения ширины ПЧ, %

$$\Delta = \frac{b'_2}{b_2}; \quad (4)$$

– ширина зоны устойчивой работы

$$\Delta\bar{\Phi}_0 = \frac{\Phi'_{0\text{ max}} - \Phi'_{0\text{ min}}}{\Phi_{0\text{ max}} - \Phi_{0\text{ min}}}; \quad (5)$$

– величина политропного КПД в расчётной точке

$$\bar{\eta}_{п\text{ опт}} = \frac{\eta'_{п\text{ опт}}}{\eta_{п\text{ опт}}}; \quad (6)$$

– значение коэффициента политропного напора в расчётной точке

$$\bar{\Psi}_{п\text{ опт}} = \frac{\Psi'_{п\text{ опт}}}{\Psi_{п\text{ опт}}}; \quad (7)$$

– максимальное значение коэффициента политропного напора

$$\bar{\Psi}_{п\text{ max}} = \frac{\Psi'_{п\text{ max}}}{\Psi_{п\text{ опт}}}. \quad (8)$$

Величина сдвига характеристики  $\delta$  определялась на основе анализа величины смещения по условному коэффициенту расхода для базовых характеристик до совпадения с характеристиками модифицированной ступени.

Зависимости, характеризующие изменение критериев эффективности и зоны устойчивой работы ступеней ЦК при изменении ширины рабочих каналов ПЧ, представлены на рис. 4–7.

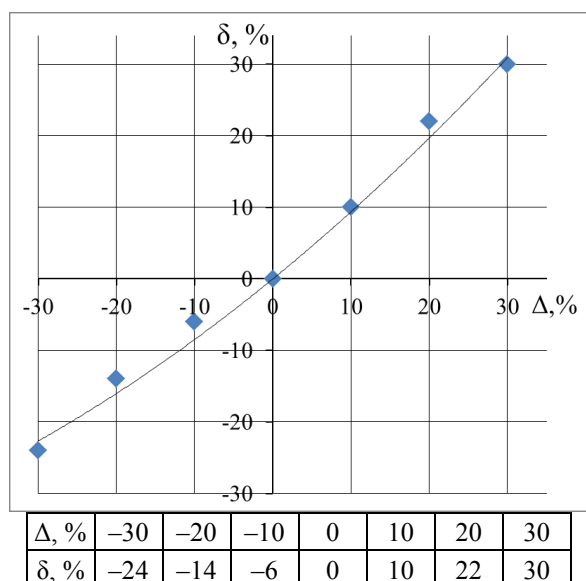


Рис. 4 – Смещение критериев эффективности по  $\Phi_0$  в зависимости от величины немодельного отклонения

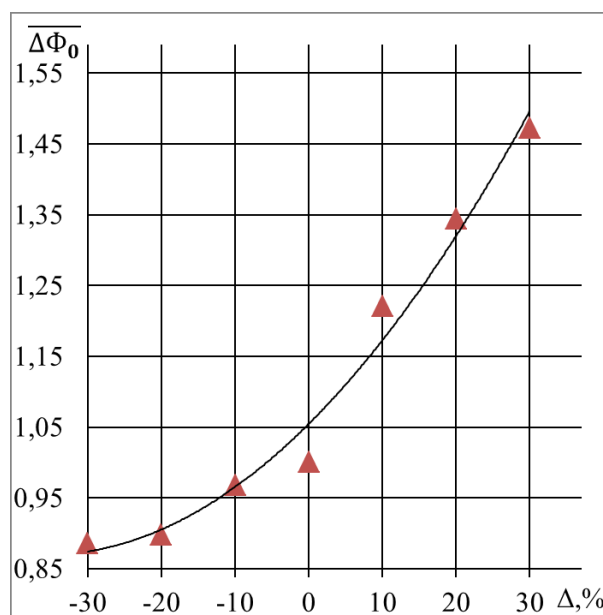


Рис. 5 – Изменение относительной ширины зоны устойчивой работы

Из рисунка 4 видно, что изменение ширины рабочих каналов ПЧ ступени ЦК приводит к смещению её интегральных газодинамических характеристик. Наблюдается линейный характер зависимости  $\delta = f(\Delta)$ : при расширении на 10 % характеристики также смещаются на 10 %; при 30–процентном расширении смещение достигает, соответственно, 30 %. Заужение рабочих каналов ПЧ приводит к «гистерезисному» смещению интегральных газодинамических характеристик ступени, например, при заужении на 10 % и 30 % газодинамические характеристики смещаются на 6 % и 24 %, соответственно.

На рис. 5 представлена зависимость изменения ширины зоны устойчивой работы исследуемых ступеней ЦК при изменении ширины рабочих каналов ПЧ. Из рисунка можно сделать вывод о том, что при увеличении ширины проходных каналов ПЧ в меридиональном сечении зона устойчивой работы ступени увеличивается, в то время как при заужении – уменьшается. Так при расширении ПЧ на 30 % зона устойчивой работы увеличилась на 32 %, а при заужении на 30 % уменьшается на 13 %.

На рисунках 6 и 7 представлены зависимости изменения оптимального политропного КПД, а также величины коэффициентов оптимального и максимального политропного напора при изменении ширины рабочих каналов ПЧ. Из рисунков видно, что при заужении ширины рабочих каналов ПЧ на –30 % происходит повышение политропного КПД на 2,6 % и на 5,5 % для политропного коэффициента напора на расчетном режиме работы ступени ЦК. Расширение на 30 % приводит к уменьшению относительного значения коэффициента политропного КПД на 2,4 % и на 6,5 % для относительного значения коэффициента политропного напора. Результаты проведённого исследования дают возможность прогнозировать смещение газодинамических характеристик и их значения для номинального режима работы, а

также осуществить в дальнейшем анализ влияния немодельных изменений в геометрии ПЧ исследуемой ступени на характер изменения критериев эффективности с учетом физической картины течения в отдельных элементах ПЧ.

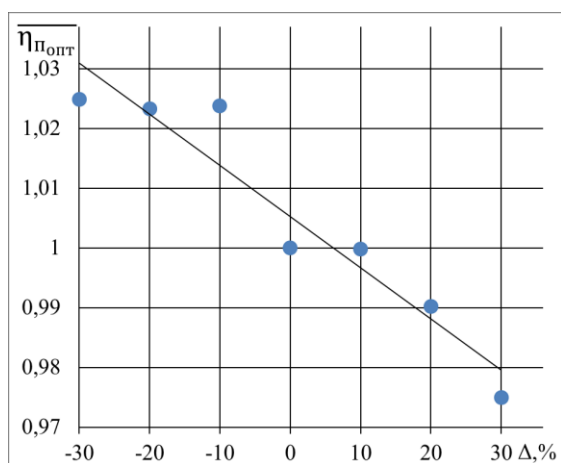


Рис. 6 – Изменение относительной величины политропного КПД в расчётной точке

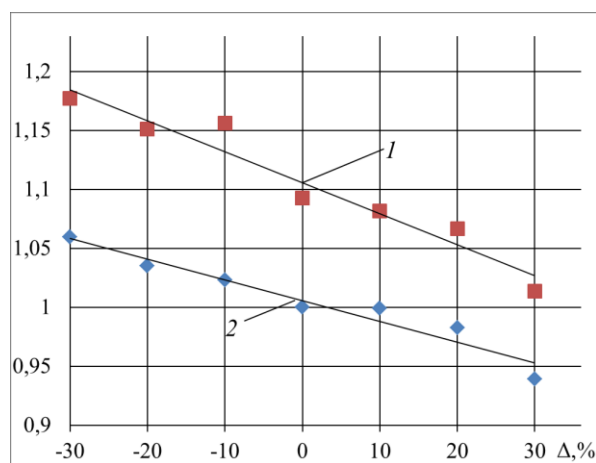


Рис. 7 – Изменение максимального и расчётного значений коэффициента политропного напора:  
1 –  $\bar{\psi}_{п\max}$ ; 2 –  $\bar{\psi}_{п\text{опт}}$

Таким образом, результаты расчётно-экспериментального исследования влияния немодельных изменений ширины рабочих каналов в меридиональном сечении ПЧ среднерасходной ступени ЦК в диапазоне от -30 % до +30 % показали их существенное влияние на поведение и форму интегральных газодинамических характеристик исследуемой ступени ЦК.

### Выводы

Экспериментально подтверждено допущение о линейном смещении интегральных газодинамических характеристик ступени ПЧ на 10 % при соответствующем расширении рабочих каналов ПЧ в меридиональном контуре. При этом обеспечивается удовлетворительное совпадение критериев эффективности среднерасходной ступени ЦК, полученных при физическом и численном эксперименте.

Смещение интегральных газодинамических характеристик по условному коэффициенту расхода при расширении ПЧ имеет линейных характер; при заужении газодинамические характеристики смещаются «гистерезисно», т.е. при заужении рабочих каналов ПЧ в меридиональном контуре на 10 %, 20 %, 30 % интегральные газодинамические характеристики смещаются по условному коэффициенту расхода на 6 %, 14 %, 24 %, соответственно.

Максимальная относительная зона эффективной работы исследуемой ступени наблюдается при максимальном немодельном расширении рабочих каналов ПЧ в меридиональном сечении на +30 %.

Изменение значения политропного КПД в рабочей точке имеет линейный характер. Его максимальное значение достигается при заужении на 30 % и минимальное – при расширении на 30 %.

Максимальные значения коэффициентов политропного напора достигаются при максимальном заужении ширины рабочих каналов ПЧ ступени ЦК на 30 %.

При дальнейших исследованиях целесообразно выполнить углубленный анализ влияния физических особенностей рабочего процесса в модифицированной ступени ЦК на конфигурацию её газодинамических характеристик.

**Список литературы:** 1. *Галеркин, Ю. Б.* Турбокомпрессоры [Текст] / Ю. Б. Галеркин. – СПб.: Издательство Политехнического университета, 2008. – 675 с. 2. *Калінкевич, М. В.* Теорія турбокомпресорів [Текст] : навч. посібник / М. В. Калінкевич, О. Г. Гусак. — Суми : СумДУ, 2014. — 269 с. 3. *Ден, Г. Н.* Механика потока в центробежных компрессорах [Текст] / Г. Н. Ден. – Ленинград : Машиностроение, 1973. – 272 с. 4. *Ludtke, K. H.* Process Centrifugal Compressor, [Text] / K. H. Ludtke. – Berlin : Springer, 2004. 5. *Смирнов, А. В.* Аэродинамический стенд для исследований модельных ступеней центробежных компрессоров [Текст] / А. В. Смирнов, А. М. Бороденко, А. А. Обухов, М. Н. Удод // Вісник Сумського державного університету. – 2012 – № 2. – С. 66–71. – ISSN 1817-9215. 6. *Повх, И. Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении [Текст] / И. Л. Повх. – 3-е изд. – Ленинград : Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974. – 480 с. 7. *Смирнов, А. В.* Применение коммерческих CFD программных комплексов для определения газодинамических характеристик центробежных компрессорных ступеней [Текст] / А. В. Смирнов, А. А. Обухов, И. Н. Зинченко // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2013. – № 1(31). – С. 7–11. 8. *Галеркин, Ю. Б.* Результаты расчета вязкого потока в неподвижных элементах центробежных компрессорных ступеней с помощью программной системы ANSYS CFX [Текст] / Ю. Б. Галеркин, А. И. Боровков, И. Б. Воинов, А. В. Гаев и др. // Компрессорная техника и пневматика. – 2007. – № 2. – С. 42–47. 9. *Галеркин, Ю. Б.* Методы исследования центробежных компрессорных машин [Текст] / Ю. Б. Галеркин, Ф. С. Рекстин. – М.: Машиностроение, 1969. – 304 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. *Galerkin Ju. B.* *Turbokompresory.* St. Petersburg. : Izdatel'stvo Politehnicheskogo universiteta, 2008. Print. 2. *Kalinkevich, M. V., and O. G. Gusak.* *Teorija turbokompresoriv.* Sumy : SumDU, 2014. Print. 3. *Den, G. N.* *Mehanika potoka v centrobezhnyh kompressorah.* Leningrad : Mashinostroenie, 1973. Print. 4. *Ludtke, K. H.* *Process Centrifugal Compressor.*, Berlin: Springer, 2004 Print. 5. *Smirnov, A. V., et al.* "Ajerodinamicheskij stend dlja issledovaniy model'nyh stupenej centrobezhnyh kompressorov." *Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu.* No 2. 2012. 66–71. ISSN 1817-9215. Print. 6. *Povh, I. L.* *Ajerodinamicheskij jeksperiment v mashinostroenii.* Leningrad : Mashinostroenie, 1974. Print. 7. *Smirnov, A. V., A. A. Obukhov and I. N. Zinchenko.* "Primenenie kommercheskih CFD programnyh kompleksov dlja opredelenija gazodinamicheskikh harakteristik centrobezhnyh kompressornyh stupenej." *Kompressornoe i jenergeticheskoe mashinostroenie.* No 1(31). 2013. 7–11. Print. 8. *Galerkin, Ju. B., et al.* "Rezultaty rascheta vjazkogo potoka v nepodviznyh jelementah centrobezhnyh kompressornyh stupenej s pomoshh'ju programmnoj sistemy ANSYS CFX." *Kompressornaja tehnika i pnevmatika* 2 (2007): 42–47. Print. 9. *Galerkin, Ju. B., and F. S. Rekstin.* *Metody issledovanija centrobezhnyh kompressornyh mashin.* Moscow : Mashinostroenie, 1969. Print.

*Поступила (received) 14.01.2015*

УДК 534.1:539.3

*Н. Г. ГАРМАШ*, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харьков

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ВАЛОПРОВОДОВ ТУРБИН ПРИ КОРОТКИХ ЗАМЫКАНИЯХ

Проведены исследования напряженного состояния в наиболее опасных сечениях роторов валопроводов при крутильных колебаниях, вызванных внезапными нагружениями ротора генератора. Рассматривались двухфазные и трехфазные короткие замыкания с различной продолжительностью действия электромагнитных моментов. Расчеты проводились с помощью программного комплекса, созданного на основе метода конечных элементов (МКЭ) с использованием стержневых расчетных моделей.

**Ключевые слова:** валопровод, турбоагрегат, крутильные колебания, короткое замыкание, повреждаемость.

**Введение.** Одной из важных проблем современного турбостроения является обеспечение механической прочности элементов турбоагрегата при его работе на различных режимах. Опыт длительной эксплуатации турбомашин ТЭС и АЭС показывает, что одной из основных причин поломок, аварийных остановов и разрушений роторов турбин является накопление усталостной повреждаемости вследствие интенсивных крутильных колебаний валопровода [1], которые чаще всего вызваны воздействиями со стороны генератора.

Динамическая нагрузка на валопровод турбины возникает в основном при нештатных режимах работы генератора: коротких замыканиях (КЗ), включении в сеть с грубой синхронизацией, быстром повторном включении и других. При внезапном коротком замыкании возникает электромагнитный крутящий момент, действующий на ротор генератора и вызывающий интенсивные крутильные колебания валопровода [2, 3], которые становятся причиной возникновения высокого уровня напряжений в различных сечениях роторов.

Исследования влияния крутильных колебаний валопроводов, которые возникают при нештатных режимах работы генератора, на прочность роторов паровых турбин представлены в работах [4, 5]. Оценка усталостной поврежденности вследствие значительного уровня напряжений при крутильных колебаниях проводилась численно с помощью упрощенных дискретных моделей валопровода. Рассматривались различные формы всплеска крутящего момента и их влияние на степень повреждаемости материала валопровода. В публикациях [4–6] отмечается, что при длительной эксплуатации возможны накопления усталостного повреждения вала турбины вследствие значительного уровня напряжений, вызванных крутильными колебаниями, что может привести к разрушениям турбоагрегата. Поэтому исследование напряженного состояния в различных сечениях валопроводов турбин при крутильных колебаниях, вызванных короткими замыканиями, является актуальным.

**Постановка задачи.** Рассматривается влияние нештатных режимов работы генератора, вызванных двухфазными и трехфазными короткими замыканиями, на крутильные колебания валопроводов турбоагрегатов К-220-44-2М и К-325-23,5 и на уровень касательных напряжений в наиболее опасных их сечениях. Участки валопровода моделируются в виде стержней кусочно-постоянного поперечного сечения с распределенной массой, а диски роторов и фланцы – сосредоточенными массами и

© Н.Г. Гармаш, 2015

моментами инерции. При построении расчетных схем (рис. 1) учитывались все конструктивные особенности рассматриваемых турбоагрегатов. Для валопровода турбоагрегата К-220-44-2М (рис. 1а) расчетная модель состояла из 156 стержневых участков и 29 сосредоточенных масс, для турбоагрегата К-325-23,5 (рис. 1б) – из 162 участков и 38 масс.

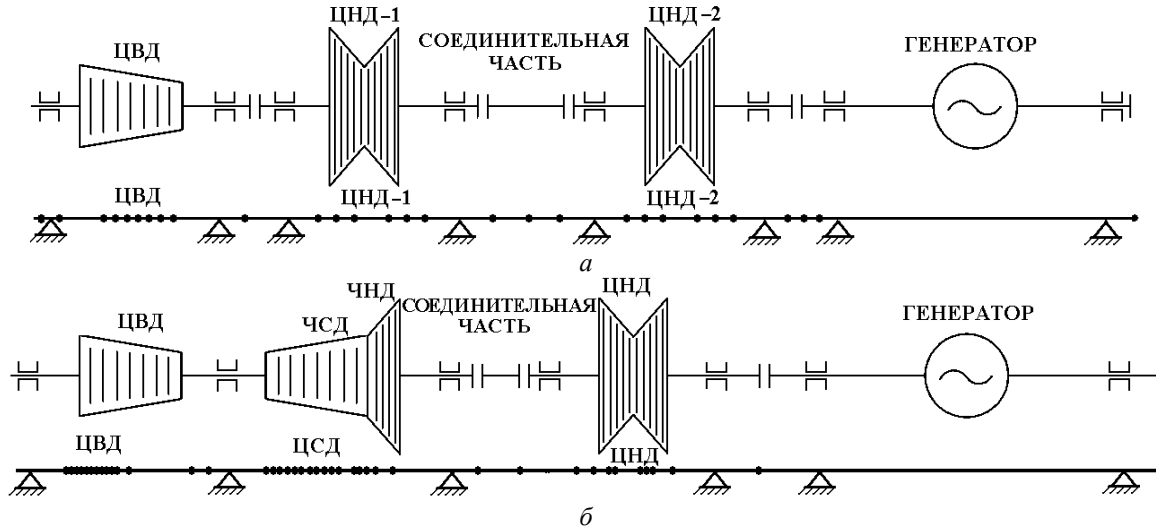


Рис. 1 – Схемы валопроводов турбоагрегатов:  
а – схема турбоагрегата К-220-44-2М; б – схема турбоагрегата К-325-23,5

Для описания изменения во времени электромагнитного момента  $M_{кз}$  используются зависимости, предложенные в нормативном документе [3] и имеющие в общем случае вид

$$M_{кз} = M_n \sum_{i=1}^3 (a_{0i} e^{-b_{0i}t} + a_{1i} e^{-b_{1i}t} \sin \omega t + a_{2i} e^{-b_{2i}t} \sin 2\omega t), \quad (1)$$

где  $M_n$  – номинальный крутящий момент;  $\omega$  – частота вращения ротора;  $a_{0i}$ ,  $a_{1i}$ ,  $a_{2i}$ ,  $b_{0i}$ ,  $b_{1i}$ ,  $b_{2i}$  – коэффициенты, зависящие от вида короткого замыкания и типа генератора.

**Результаты исследований.** Для решения задач вынужденных колебаний и переходных процессов в валопроводах на упруго-демпферных опорах создано программное обеспечение, использующее МКЭ и позволяющее проводить расчеты путем непосредственного интегрирования уравнений движения методом Ньюмарка. Ротор моделируется стержневой системой, учитывающей особенности конструкции и состоящей из участков различного поперечного сечения и материала. При решении задач учитываются продольные, изгибные и крутильные деформации, а также деформации сдвига и инерция поворота поперечных сечений. В месте соединения двух соседних участков ротора могут моделироваться различные несовершенства и дефекты соединения – радиальный зазор (коленчатость вала) или излом осей участков.

При построении расчетных моделей роторов учитывается нагрузка от собственного веса, сосредоточенные силы и моменты, а также кинематические воздействия от фундамента через подшипники. Эти нагрузки могут быть постоянными, периодически изменяющимися или произвольно заданными во времени.

При проведении расчетов в начальный момент времени  $t_n = 0$  на роторах задается номинальный крутящий момент, величина которого определяется условиями эксплуатации турбин. После затухания переходных колебаний от начальных условий прикладывается электромагнитный крутящий момент, вызванный коротким

замыканием. Его действие прекращается при  $t = t_k$  (моделируется срабатывание системы защиты), после чего валопровод продолжает совершать свободные колебания. Исследования проводились для различной продолжительности КЗ в диапазоне от 0,01 до 0,3 с, которая существенно влияет на уровень максимальных касательных напряжений, возникающих в различных сечениях валопровода. Ниже приводятся результаты, соответствующие максимальной нагруженности элементов роторов.

Численными исследованиями переходных процессов и касательных напряжений в сечениях валопровода турбины К-220-44-2М установлены наиболее напряженные места при двухфазном коротком замыкании. Это шейки роторов в районе второго подшипника ЦВД (точка 1), второго подшипника ЦНД-1 (точка 2), второго подшипника ЦНД-2 (точка 3), шейки вала в районе 1-го подшипника генератора (точка 4) и вставки (точка 5) между цилиндрами низкого давления турбоагрегата. Изменение касательных напряжений во времени для этих точек показано на рис. 2 и рис. 3, где  $t_k$  – соответствует времени снятия нагрузки.

Исследования воздействий коротких замыканий на крутильные колебания валопровода турбоагрегата К-220-44-2М показали, что максимальный уровень касательных напряжений наблюдается между ротором низкого давления и генератором.

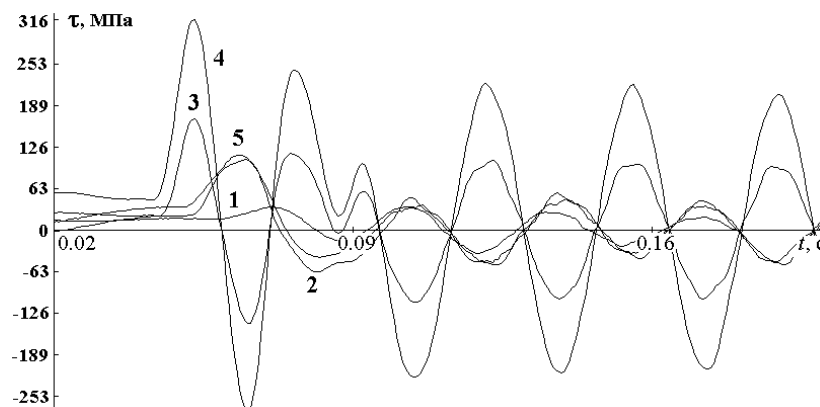


Рис. 2 – Изменение касательных напряжений при  $t_k = 0,1$  с

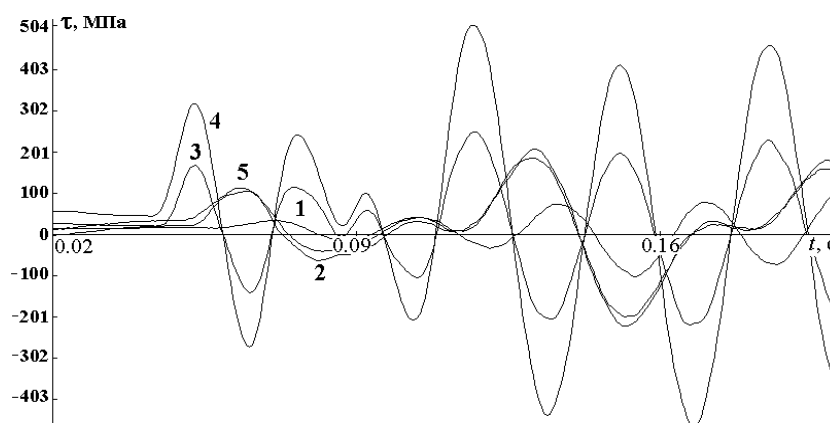


Рис. 3 – Изменение касательных напряжений при  $t_k = 0,11$  с

Критическим сечением этого валопровода является шейка вала в районе подшипника генератора с наружным радиусом 20 см. Сечение ротора ЦНД в подшипнике, ближайшем к генератору, имеет наружный радиус, равный 24 см, максимальные касательные напряжения в этом сечении при двухфазном КЗ достигают

291 МПа. Уровень значений касательных напряжений зависит от фазы снятия нагрузки от короткого замыкания. При увеличении продолжительности КЗ на 0,01 с, касательные напряжения в целом возрастают (рис. 3). При переходе через нулевое значение  $M_{кз}$ , напряжения на следующем обороте продолжают возрастать, а если  $M_{кз}$  достигает в этот момент времени максимума или минимума – напряжения уменьшаются (рис. 2).

Участками с минимальной площадью поперечного сечения и максимальными касательными напряжениями при коротких замыканиях в генераторе турбоагрегата К-325-23,5 являются шейки вала в районе подшипников ЦВД (точка 1), ЦСД (2, 3 и 4), цилиндрическая вставка между ЦСД и ЦНД (5), шейки вала в районе подшипников и середины ротора ЦНД (точки 6, 8 и 7), а также шейки вала в районе первого подшипника генератора (точка 9). Значения максимальных касательных напряжений в этих точках приводятся на рис. 4 и рис. 5 для разных случаев короткого замыкания. Исследования показали, что наиболее нагруженным является участок валопровода между ЦНД и генератором.

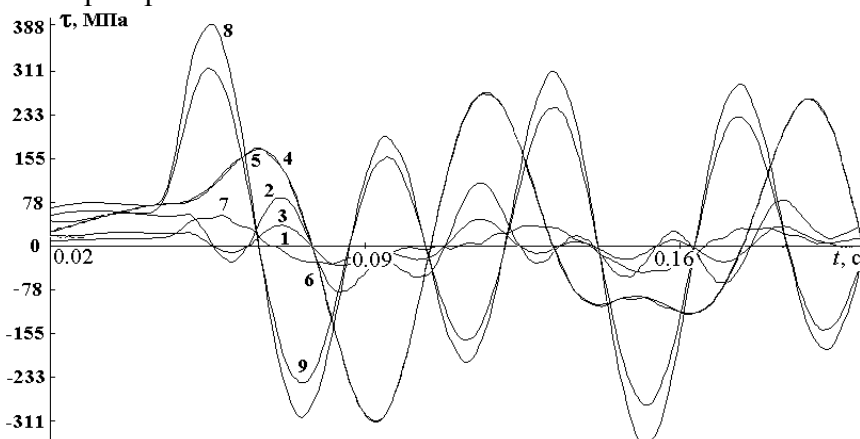


Рис. 4 – Изменение касательных напряжений при двухфазном коротком замыкании ( $t_k = 0,05$  с)

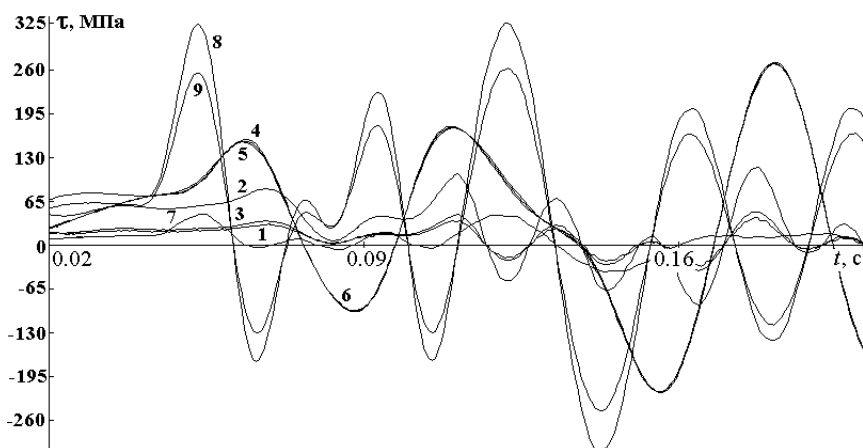


Рис. 5 – Изменение касательных напряжений при трехфазном коротком замыкании ( $t_k = 0,07$  с)

Максимальный уровень напряжений наблюдается в шейке вала второго подшипника ЦНД, наружный радиус которого равен 20 см и несколько меньший – в шейке вала первого подшипника генератора с наружным радиусом 21,9 см. Наибольшие значения напряжений были получены при двухфазном коротком замыкании, действующем в течение 0,5 оборота валопровода (0,01 с). Трехфазное



короткое замыкание (рис. 5) вызывает несколько меньший уровень напряжений в валопроводе, чем двухфазное (рис. 4).

Как показал анализ полученных результатов, от фазы снятия момента короткого замыкания зависит и уровень напряжений, и количество оборотов, за которые колебательный процесс становится установившимся. Максимальный уровень касательных напряжений наблюдается при совпадении времени отключения КЗ с переходом через ноль с максимума на минимум электромагнитного крутящего момента. При прекращении короткого замыкания в другие моменты времени амплитуды колебаний оказываются значительно меньше.

**Выводы.** Проведенные исследования показали, что для рассмотренных турбоагрегатов максимальный уровень напряжений наблюдается на участках между турбиной и генератором. Прочность этих участков и определяет прочность валопроводов в целом. Расчетный анализ длительной прочности и долговечности имеет существенное значение при прогнозировании надежной эксплуатации энергетических машин [7]. Полученные результаты могут быть использованы при оценке усталостной повреждаемости валопроводов турбин вследствие значительного уровня напряжений при крутильных колебаниях, вызванных короткими замыканиями.

**Список литературы:** 1. Разрушение турбоагрегата 300 МВт Каширской ГРЭС: причины, последствия и выводы [Текст] / И. Ш. Загреддинов, А. Г. Костюк, А. Д. Трухний, П. Р. Должанский // Теплоэнергетика.– 2004. – № 5. – С. 5–15. – ISSN 0040-3636. 2. Скручивающие моменты на валу турбоагрегата при отключении коротких замыканий [Текст] / И. А. Глебов, Е. Я. Казовский, Э. Е. Остроумов, Г. В. Рубисов // Электричество. – 1978. – № 2. – С. 22–26. – ISSN 0013-5380. 3. Расчет валопровода турбоагрегата на внезапное короткое замыкание: РТМ 108.021.13-83. – Взамен РТМ 24.021.13-73 ; введ. 01.07.84. – НПО ЦКТИ, 1984. – 28 с. 4. Усталостное повреждение и разрушение роторов паровых турбин в результате крутильных колебаний [Текст] / А. П. Бовсуновский, О. Ю. Черноусенко, Е. В. Штефан, Д. А. Башта // Пробл. прочности. – 2010. – № 1. – С. 144–151. – ISSN 0556-171X. 5. Бовсуновский, А. П. Оценка усталостной поврежденности валопровода паровой турбины в результате крутильных колебаний [Текст] / А. П. Бовсуновский // Пробл. прочности. – 2011. – № 5. – С. 5–20. – ISSN 0556-171X. 6. Бовсуновский, А. П. Крутильные колебания валопровода паровой турбины при нештатных режимах работы турбогенератора [Текст] / А. П. Бовсуновский // Пробл. прочности. – 2012. – № 2. – С. 85–100. – ISSN 0556-171X. 7. Шульженко, Н. Г. Задачи термпрочности, вибродиагностики и ресурса энергоагрегатов (модели, методы, результаты исследований) [Текст] : моногр. / Н. Г. Шульженко, П. П. Гонтаровский, Б. Ф. Зайцев. – Saarbrücken, Germany : LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. –370 с. – ISBN: 978-3-8465-1493-1.

**Bibliography (transliterated):** 1. Zagredtinov, I. Sh., et al. "Razrushenie turboagregata 300 MVt Kashirskoj GRJeS: prichiny, posledstviya i vyvody." *Teplojenergetika* 5 (2004): 5–15. ISSN 0040-3636. Print. 2. Glebov, I. A., et al. "Skruchivajushhie momenty na valu turboagregata pri otkljuchenii korotkih zamykanij." *Jelektrichestvo* 2 (1978): 22–26. ISSN 0013-5380. Print. 3. *RTM 108.021.13-83. Raschet valoprovoda turboagregata na vnezapnoe korotkoe zamykanie*. St. Petersburg : NPO CKTI, 1984. Print. 4. Bovsunovskij, A. P., et al. "Ustalostnoe povrezhdenie i razrushenie rotorov parovyh turbin v rezul'tate krutil'nyh kolebanij." *Probl. prochnosti*. No 1. 2010. 144–151. ISSN 0556-171X. Print. 5. Bovsunovskij, A. P. "Ocenka ustalostnoj povrezhdennosti valoprovoda parovoj turbiny v rezul'tate krutil'nyh kolebanij." *Probl. prochnosti*. No 5. 2011. 5–20. ISSN 0556-171X. Print. 6. Bovsunovskij, A. P. "Krutil'nye kolebanija valoprovoda parovoj turbiny pri neshtatnyh rezhimah raboty turbogeneratora." *Probl. prochnosti*. No 2. 2012. 85–100. ISSN 0556-171X. Print. 7. Shul'zhenko, N. G., P. P. Gontarovskij and B. F. Zajcev. *Zadachi termoprochnosti, vibrodiagnostiki i resursa jenergoagregatov (modeli, metody, rezul'taty issledovanij)*. Saarbrücken, Germany : LAP LAMBERT Academic Publishing GmbH & Co.KG, 2011. ISBN: 978-3-8465-1493-1. Print.

Поступила (received) 02.02.2015

УДК 624.07 : 534.1

**К. Н. РОВНЫЙ**, аспирант Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины; инженер-конструктор ОАО «Турбоатом», Харьков

### **ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СУЩЕСТВУЮЩЕГО УЗЛА СТАТОР-СПИРАЛЬНАЯ КАМЕРА ТУРБИНЫ РО230/821 ДЛЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОС-ТУРБИНЫ ОРО230-В-221**

Предметом исследования в данной работе является анализ напряженно-деформированного состояния существующих закладных частей – статора и спиральной камеры гидротурбинного агрегата РО230/821-В-224 для условий работы насос-турбины ОРО230-В-221. Сделан вывод относительно возможности использования этого узла гидроагрегата для насос-турбины.

**Ключевые слова:** метод конечных элементов, система статор-спиральная камера, насос-турбина, обследование методами неразрушающего контроля.

**Введение.** При конкурсной разработке проекта оборудования насос-турбины ОРО230-В-221 была поставлена задача вписать насос-турбину в габарит закладных частей под турбинный агрегат РО230/821-В-224, что должно значительно сократить затраты на строительство и на поставку оборудования. При этом возможность применения разработанного для РО230/821-В-224 существующего узла спиральная камера-статор необходимо было подтвердить, не только гарантией выполнения заданных характеристик ОРО230-В-221, но и условиями безопасной эксплуатации этого узла в течение всего срока службы. Решение этой задачи требовало комплексного подхода [1]. В случае применения существующих закладных частей, смонтированных в конце 80-х годов, необходимо было не только провести их обследование методами неразрушающего контроля, но и подтвердить выполнение требований заказчика к уровню действующих напряжений для самых неблагоприятных режимов эксплуатации.

Узел статор-спиральная камера РО230/821-В-224 представляет совокупность связанных конструктивных элементов: радиальных (верхнее и нижнее кольцо статора, оболочка спиральной камеры в форме улитки, образованной набором сварных конусообразных звеньев – вальцованных участков) и вертикальных (зуб, колонны статора, меридиональные ребра жесткости).

Для вновь разрабатываемых гидромашин оценка напряженно-деформированного состояния (НДС) узла спираль-статор традиционно проводится по методике ЦКТИ им. И.И. Ползунова [2]. Рассматривается симметричная статически неопределимая система, состоящая из трех взаимно связанных элементов: оребренной торообразной оболочки с круговым или овальным сечением, колонн и колец статора постоянного поперечного сечения. Особенность методики – сочетание аналитического метода при описании перемещений кольца и колонны и метода конечных разностей при определении усилий и перемещений в оребренной оболочке. Оболочка спирали описывается уравнениями для торообразной оребренной оболочки, находящейся под действием осесимметричных краевых нагрузок и внутреннего гидростатического давления.

**Цель исследования постановка задачи.** Ограниченность возможности применения точных аналитических решений для тел сложной конфигурации привела к интенсивному развитию численных и приближенных методов механики деформи-

---

© К.Н. Ровный, 2015

руемого тела, которые позволяют для широкого круга математических моделей построить достаточные по точности приближенные решения.

Широкое распространение получили дискретные методы: сеточные методы, метод конечных элементов (МКЭ), метод граничных интегральных уравнений и т.д. В основу МКЭ положено расчленение объекта расчета на элементы заданной конфигурации и наложение на них связей, приближенно обеспечивающих условия непрерывности деформаций и условия равновесия. При решении задачи МКЭ предварительно выдвигаются предположения о возможных перемещениях в узлах и о характере их распределения в пределах каждого конечного элемента. Решение задачи о напряженно деформированном состоянии системы статор-спиральная камера элементов позволяет определить потенциальную энергию, как квадратичную функцию узловых перемещений или напряжений. Процесс минимизации функции энергии по узловым перемещениям приводит к системе линейных алгебраических уравнений, решение которой и является решением поставленной задачи. Главными достоинствами этого метода, по оценке специалистов, является гибкость и универсальность, позволяющие в короткое время выполнять расчеты конструкций высокой сложности.

**Анализ основных достижений и литературы.** В работах [3–5] для расчета системы статор-несущая спиральная камера применяется трехмерная постановка с использованием МКЭ. Однако методика не учитывает меридиональные ребра спирали. Данный подход основан на утверждении, что геометрия конструкции обладает симметрией относительно горизонтальной плоскости. В данном случае применяемые в конструкции нижние меридиональные ребра отличные по длине от верхних, что не позволит рассматривать данную систему как симметричную. Также сложность этой методики состоит в том, что необходимо обеспечивать совместность конечно-элементных сеток разных элементов конструкции, что не всегда возможно.

Развитие вычислительной техники позволило разбивать регулярной конечно-элементной сеткой всю конструкцию в целом, при помощи твердотельного КЭ, что позволило избежать соблюдения совместности конечно-элементных сеток и тех проблем, которые связаны с ними. Проведенное исследование базируется на данном методе и позволяет уточнить особенности напряженно-деформированного состояния исследуемого узла, что является важным моментом в решении задачи, поставленной в техническом задании на разработку радиально-осевой насос-турбины.

**Материалы исследования.** Статор-спиральная камера гидротурбины РО230/821-В-224 является одноподводной металлической конструкцией. Стальная оболочка спиральной камеры состоит из 22 звеньев, сваренных между собой и с верхним и нижним кольцами статора. В околостаторных зонах спиральная камера усилена меридиональными ребрами жесткости. На каждое звено приходится два ребра. Оболочка спиральной камеры и меридиональные ребра жесткости изготовлены из листовой стали постоянной толщины 25 мм. На рис. 1 представлена трёхмерная модель системы статор-спиральная камера гидротурбины РО230/821-В-224.

При исследовании НДС выполнено построение модели системы статор-спиральная камера под действием максимального гидростатического напора  $H = 230$  м. Давление на все внутренние поверхности спиральной камеры и колонн статора принято равномерным. Краевыми условиями для данной задачи является жёсткое закрепление отверстий под крепеж на фланце входного патрубка спиральной камеры и нижнего кольца статора.

Конечно-элементная сетка (см. рис. 1) применяется на данной модели, является регулярной, то есть размер конечного элемента является постоянным на протяжении всей конструкции. Единичной составляющей конечно-элементной сетки является высокоточным двадцати узловым, твердотельным КЭ. Данный КЭ используется в задачах пластичности, ползучести, упругости, а также в задачах, где возможны большие перемещения и деформации. Криволинейные грани этого элемента позволяют наиболее точно описать конфигурацию всех сложных элементов конструкции.

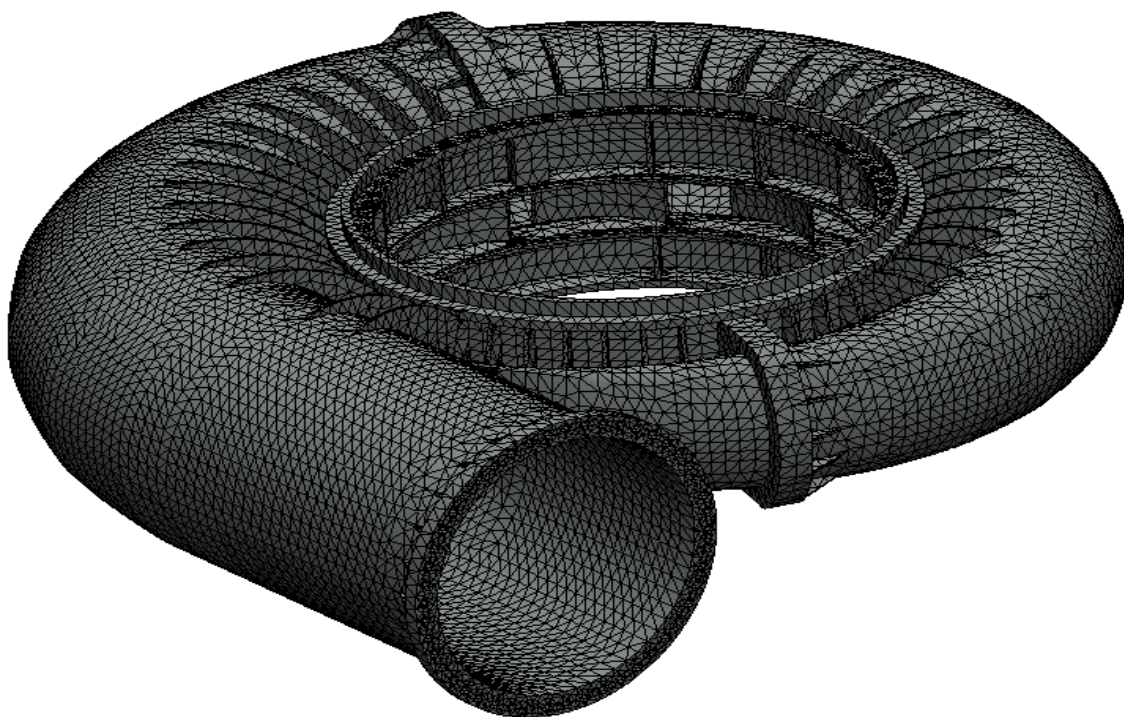


Рис. 1 – Трёхмерная модель и сетка системы статор-спиральная камера гидротурбины PO230/821-B-224

**Результаты исследования.** Было проведено ряд исследований системы статор-спиральная камера при действии на ее внутреннюю поверхность постоянного давления. Определены поля перемещений и напряжений, выявлены зоны локализации напряжений.

На рис. 2 показана эпюра интенсивность напряжений при максимальном гидростатическом напоре, с отдельно увеличенной зоной максимальных напряжений в системе статор-спиральная камера. Конструкция имеет сложное напряженно-деформированное состояние, максимальные напряжения соответствуют зонам наибольших градиентов перемещений и возникают в местах соединения статорного кольца и колонны статора, а также выявлены локализации напряжений в области соединения меридиональных ребер жесткости и оболочки спиральной камеры. Характер распределения напряжений спиральной камеры соответствует результатам расчетов по известным методикам [3–5]. Однако использование данного метода позволяет увидеть всю картину полей напряжений в конструкции с учетом геометрических особенностей элементов и их взаимодействия.

Для более качественного выявления локализаций напряжений был проведен анализ на более густой сетке. Результаты исследований показаны в табл. 1.

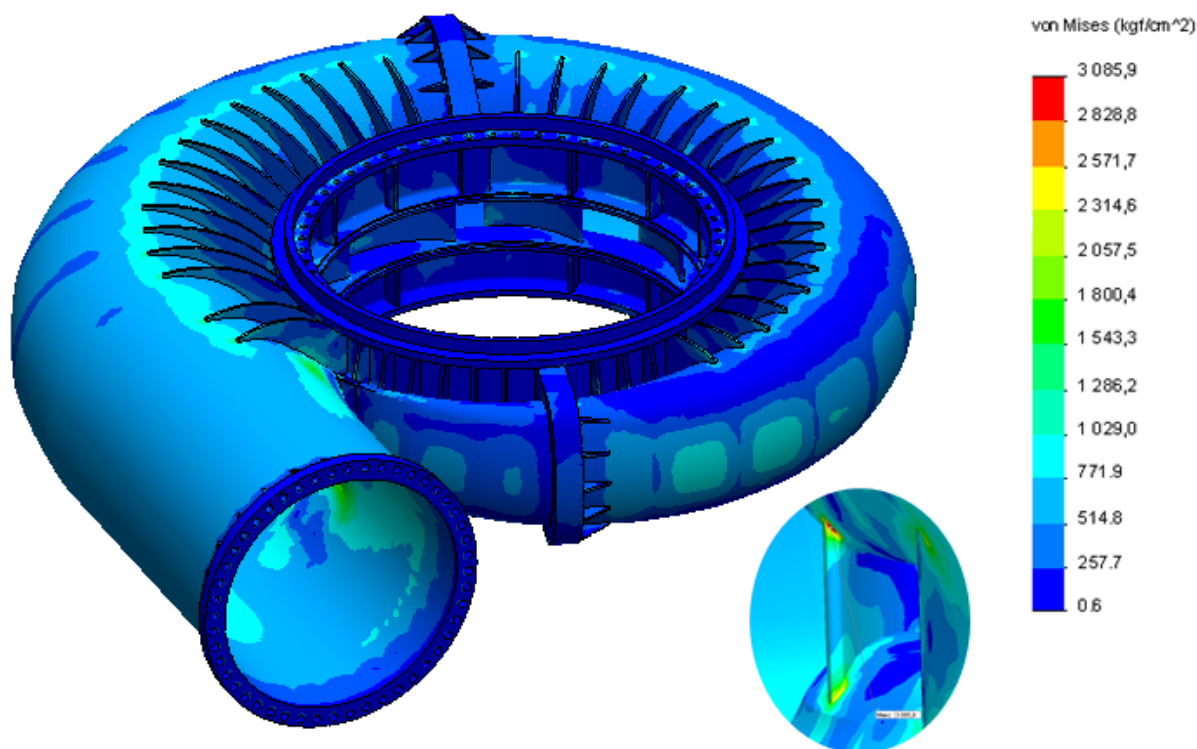


Рис. 2 – Интенсивность напряжений при максимальном напоре  $H = 230$  м

Таблица 1.  
Сравнение полученных результатов с результатами на разных сетках при напоре  $H = 230$  м

Метод расчета	Вид напряжения	Интенсивность напряжений в элементах конструкции, кгс/см <sup>2</sup>				
		Зона сопряжения статорного кольца и оболочки	Зона сопряжения оболочки и ребра спирали	Ребро оболочки спирали	Колона статора	Кольцо статора
3-х мерная постановка (размер КЭ 100 мм)	Внутренняя поверхность	1460	850	2260	3085	1430
	Наружная поверхность	390	1200	1400	1200	150
3-х мерная постановка (размер КЭ 50 мм)	Внутренняя поверхность	1580	910	2410	3155	1480
	Наружная поверхность	425	1390	1550	1350	165

**Выводы.** Полученные результаты позволили выявить особенности напряженно-деформированного состояния системы статор-спиральная камера, уточнить распределение напряжений и зоны локализации максимальных напряжений, что было учтено в процессе натурного обследования узла статор-спиральная камера при его визуальном и неразрушающем контроле на ГЭС.

Исследование показало локализацию напряжений в местах соединения колон статора и статорного кольца, а также в местах сопряжения ребра с оболочкой спирали. Результаты исследований, приведённые в табл. 1 показывают, что более густая сетка позволяет более точно выявлять места локализации напряжений.

Проведений комплекс исследований позволил для гидроагрегатов № 3 и № 4 Зеленчукской ГЭС-ГАЭС применить смонтированный узел статор-спиральная камера для условий эксплуатации обратимой насос-турбины. При этом экономический эффект, ориентировочно, составит \$20 млн.:

- поставка оборудования \$2 млн.;
- монтажно-строительные работы \$18 млн.

**Список литературы:** 1. Зотов, В. М. Реконструкция и техническое перевооружение действующих гидроэлектростанций – основное направление в сохранении работоспособности ГЭС России на ближайшую перспективу [Текст] / В. М. Зотов, В. И. Платов // Гидротехн. строительство. – 1997. – № 12. – С. 31–33. 2. Ковалев, Н. Н. Проектирование гидротурбин [Текст] / Н. Н. Ковалев. – Ленинград : Машиностроение, 1974. – 278 с. 3. Веремеенко, И. С. Метод расчета НДС узла статор-спиральная камера гидротурбин [Текст] / И. С. Веремеенко, Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко, С. П. Канило, И. И. Иосевич // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования [Текст] : сб. науч. трудов. – Харьков : ИПМаш НАН Украины, 2007. – С. 498–501. 4. Воробьев, Ю. С. Анализ прочности элементов системы статор корпус турбомашин [Текст] / Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко, Л. Г. Романенко // Вібрації в техніці та технологіях : зб. наук. праць. – 2004. – № 6. – С. 45–48. 5. Воробьев, Ю. С. Анализ локализации напряжений в системе статор-спиральная камера [Текст] / Ю. С. Воробьев, В. Н. Романенко, Л. Г. Романенко // Проблемы прочности. – 2007. – № 1. – С. 132–137. 6. Алямовский, А. А. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике [Текст] / А. А. Алямовский, А. А. Собачкин, Е. В. Одинцов, А. И. Харитонович, Н. Б. Пономарев. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2005. – 780 с.

**Bibliography:** 1. Zotov, V. M., and V. I. Platov. "Rekonstrukcija i tehniceskoe perevooruzhenie dejstvujushih gidroelektrostantsij - osnovnoe napravlenie v sohranenii rabotosposobnosti GJeS Rossii na blizhajshuju perspektivu [Reconstruction and modernization of existing hydroelectric power plants - the main direction in preserving the health HPP Russia in the near future]." *Gidrotehn. stroitel'stvo* 12 (1997): 31–33. Print. 2. Kovalev, N. N. *Proektirovanie gidroturbin [Design of hydraulic turbines]*. St. Petersburg : Mashinostroenie [Engineering], 1974. 3. Veremeenko, I. S., et al. "Metod rascheta NDS uzla stator-spiral'naja kamera gidroturbin [Method of calculating the VAT unit stay ring and spiral case for hydroturbines]." *Sovershenstvovanie turboustanovok metodami matematicheskogo i fizicheskogo modelirovanija [Improving turbines methods of mathematical and physical modeling]*. 2007 498–501. Print. 4. Vorob'ev, Ju. S., V. N. Romanenko and L. G. Romanenko. "Analiz prochnosti jelementov sistemy stator korpus turbomashin [Analysis of the strength of the stator housing elements of turbomachinery]." *Analiz prochnosti jelementov sistemy stator korpus turbomashin [Vibration in engineering and technology]* 6 (2004): 45–48. Print. 5. Vorob'ev, Ju. S., V. N. Romanenko, L. G. Romanenko. "Analiz prochnosti jelementov sistemy stator korpus turbomashin [Analysis of the localization of stresses in stay ring and spiral case]." *Problemy prochnosti [Problems of Strength]* 1 (2007): 132–137. Print. 6. Aljamovskij, A. A., et al. *SolidWorks. Komp'juternoe modelirovanie v inzhenernoj praktike [SolidWorks. Computer modeling in engineering practice]*. St. Petersburg : BHV-Petersburg, 2005. Print.

Поступила (received) 02.02.2015

УДК 621.165

**М. М. НЕЧУЙВІТЕР**, канд. техн. наук, с.н.с.; доц. УПА, Харків;  
**І. Г. ШЕЛЕПОВ**, канд. техн. наук; проф. УПА, Харків

## ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЖИВИЛЬНИХ НАСОСІВ ДЕАЕРАЦІЙНИХ УСТАНОВОК ПАРОТУРБІННИХ БЛОКІВ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

В статті розглядаються питання підвищення ефективності експлуатації живильних насосів деаераційних установок паротурбінних блоків теплових електростанцій шляхом визначення та управління динамічним кавітаційним запасом живильного нагнітача при роботі деаератора на ковзному тиску. На основі аналізу існуючих досліджень перехідних режимів роботи живильного деаераційного вузла на ковзному тиску грюючої пари виявлені технічні можливості підвищення надійності роботи останнього, зокрема, живильного насосу.

**Ключові слова:** паротурбінна установка, деаератор, живильний насос, ковзний тиск, динамічний запас на кавітацію, надійність, економічність енергетичного блоку.

### Вступ

Оптимізація режимних параметрів елементів теплових схем паротурбінних установок, у тому числі живильних деаераційних вузлів – деаератор – живильний насос, дозволяє запропонувати енергетично заощаджувані режими їх експлуатації – це робота деаератора на ковзному тиску. Забезпечення надійності, економічності експлуатації живильних деаераційних вузлів в режимах змінних навантажень енергетичного блоку є одним із напрямів досліджень актуальної проблеми сучасної енергетики України.

### Аналіз основних досягнень та літератури

В роботах [1–4] досліджені режими роботи, проведені оптимізація режимних, термодинамічних, конструктивних параметрів і розрахунково-експериментальні дослідження квазістаціонарних (з повільною зміною основних параметрів) режимів експлуатації живильних деаераційних установок (ЖДУ) на змінних навантаженнях енергоблоку. Розглянена робота ЖДУ на ковзному тиску в деаераторі, проведені розрахункові дослідження з визначення допустимої швидкості зміни тиску в деаераторі, з вибору оптимального місця включення деаератора в тепловій схемі паротурбінної установки, з попередження вскипання робочого тіла – живильної води у всмоктуючому трубопроводі живильного насосу, з визначення оптимального тиску в деаераторі.

Проведені дослідження перехідних процесів в ЖДУ дозволили на підставі їх математичної моделі динаміки зміни параметрів, а також розрахункових динамічних характеристик при скиданні електричного навантаження турбогенератора запропонувати технічні рішення по забезпеченню економічності та надійності експлуатації існуючих ЖДУ, а також нових проєктованих ЖДУ. Це: – спосіб регулювання режиму роботи деаератора шляхом подачі регулюючої пари в бак-акумулятор в режимах набору навантаження енергоблоку [5], що підвищує економічність енергоблоку; живильно-деаераційна установка, котра дозволяє попередити зрив насосу при зниженні тиску в деаераторі подачею охолодженого конденсату у всмоктуючий трубопровід живильного насосу [6], що підвищує надійність роботи енергоблоку, та надає можливість в нових проєктних розробках знизити висоту установки деаератора; пристрій для захисту від зриву живильного

© М. М. Нечуйвітер, І. Г. Шелепов, 2015

насосу подачею охолодженого конденсату зі сторони всмоктування живильного насосу [7], що сприяє підвищенню стійкості роботи живильного насосу в бездеаераторних схемах паротурбінних установок.

В монографії [8] узагальнені теоретико-практичні дослідження та оптимізація змінних, перехідних режимів роботи елементів теплових схем турбоустановок. Продовженням одного з напрямів цих досліджень є забезпечення стійкості експлуатації живильних установок деаераторних схем регенерації в змінних та перехідних режимах їх роботи.

**Мета дослідження, постановка задачі**

Метою даної статті є підвищення ефективності експлуатації живильних насосів деаераційних установок паротурбінних блоків теплових електростанцій шляхом визначення та управління запасом на кавітацію живильного насосу при роботі деаератора на ковзному тиску.

**Задачі дослідження** – виявлення критерію стійкості роботи живильного насосу при роботі деаератора на ковзному тиску, що забезпечує безпечну роботу ЖДУ.

**Матеріали дослідження**

Розрахункові дослідження з виявлення критерію стійкості роботи живильного насосу при роботі деаератора на ковзному тиску полягають у визначенні зміни динамічного запасу на кавітацію живильного насосу при різко змінних режимах навантажень енергоблоку та забезпеченні безкавітаційних режимів експлуатації живильного насосу.

Запас на кавітацію із всмоктуючої сторони живильного насосу, тобто гідродинамічний запас на кавітацію при змінних навантаженнях турбоустановки і роботі деаератора на ковзному тиску граючої пари записуються залежністю.

$$\Delta h_r = h + \frac{1}{\gamma} (p_d - \Delta p - p_s), \tag{1}$$

- де  $h$  – висота стовпа води всмоктуючого трубопроводу живильного насосу;
- $\gamma$  – питома вага живильної води (середовища);
- $(p_d - \Delta p)$  – гідродинамічний тиск живильної води (середовища), що переміщується у всмоктуючому трубопроводі при температурі  $t$ ;
- $p_d, \Delta p$  – відповідно тиск в деаераторі, гідравлічні втрати у всмоктуючому трубопроводі живильного насосу;
- $p_s$  – тиск насичення живильної води (середовища) при температурі  $t$ .

Тиск насичення живильної води (середовища) при температурі  $t$  визначають за залежністю

$$p_s = \left( \frac{t}{100} \right)^4. \tag{2}$$

Дальше, динамічна кавітаційна характеристика живильного насосу, що характеризує мінімальний кавітаційний запас живильного насосу, записується рівнянням

$$\Delta h = 10A \left( \frac{n\sqrt{Q}}{c_{кр}} \right)^{4/3}, \tag{3}$$

- де  $A$  – коефіцієнт запасу, що приймає значення 1,0–1,6;
- $c_{кр}$  – критичний кавітаційний запас швидкохідності;
- $n$  – число обертів насосу;



$Q$  – витрата живильної води (середовища).

Дійсна зміна динамічного запасу на кавітацію живильного насосу визначається залежністю

$$\Delta h_d = \Delta h_r - \Delta h = (p - p_s) - \Delta h, \quad (4)$$

де  $p$  – тиск живильної води (середовища), котра рухається у всмоктуючому трубопроводі.

З урахуванням перетворень рівняння (4) має наступний вигляд

$$\Delta h_d = p_d - \Delta p + p_{ст} - p_s - 10A \left( \frac{n\sqrt{Q}}{c_{кр}} \right)^{4/3}, \quad (5)$$

де  $p_{ст}$  – тиск стовпа води, що міститься у всмоктуючому трубопроводі живильного насосу.

### Результати дослідження

В табл. 1 представлені варіантні дослідження зміни динамічного кавітаційного запасу живильного насосу ЖДУ в режимах змінних навантажень енергоблоку для турбоустановки К-300-240.

Таблиця 1.

Варіантні дослідження зміни динамічного кавітаційного запасу живильного насосу ЖДУ в режимах змінних навантажень енергоблоку для турбоустановки К-300-240

№ з/п	Навантаження, $N_{ном}$	Турбоживильний насос ПТ-1150-340-15				Бустерний насос ПД:650-160				$t, ^\circ\text{C}$	$p_{д}, \text{ата}$	$p, \text{ата}$	$\Delta h_r, \text{ата}$	$\Delta h_d, \text{ата}$
		$n, \text{об/хв}$	$c_{кр}$	$Q_{жн}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta h, \text{ата}$	$n, \text{об/хв}$	$c_{кр}$	$Q_{бн}, \text{м}^3/\text{с}$	$\Delta h_{бн}, \text{ата}$			$p = p_d - \Delta p + p_{ст}$	$\Delta h_r = p - p_s$	$\Delta h_d = \Delta h_r - \Delta h_{бн}$
1	1,00	5000	3500	16,00	9,30	2980	6500	8,00	1,280	162,5	6,73	8,20	1,50	0,22
2	0,75	3800	3500	12,00	5,33	2980	6500	6,00	1,041	153,0	5,21	6,86	1,65	0,65
3	0,55	2750	3500	8,76	2,83	2980	6500	4,38	0,830	141,2	3,82	5,55	1,73	0,86

Аналіз варіантних розрахункових досліджень дозволяє констатувати наступне:

1) При зниженні номінального  $N_{ном}$  навантаження енергетичного блоку дійсна зміна динамічного запасу на кавітацію живильного насосу, що визначається різницею запасу на кавітацію із всмоктуючої сторони живильного насосу та мінімальним кавітаційним запасом живильного насосу,  $\Delta h_r - \Delta h$ , збільшується. Тут необхідно констатувати, що в динамічних режимах роботи стабільність роботи ЖДУ залежить від швидкостей зміни тиску грюючої пари в деаераторі та тиску робочого середовища у всмоктуючому трубопроводі живильного насосу, а також від зміни різниці тиску пари в деаераторі та тиску насичення пари,  $p_d - p_s$ , що може привести до кавітаційного зриву живильного насосу.

2) При підвищенні номінального  $N_{ном}$  навантаження енергетичного блоку дійсна зміна динамічного запасу на кавітацію живильного насосу зменшується до визначеного значення рівня запасу насосу, котрий відповідає номінальному навантаженню енергоблоку,  $N_{ном}$ .

Найбільш небезпечним для стабільної роботи живильного насосу є момент, коли досягається рівність змін кавітаційної характеристики живильного насосу з

всмоктуючої сторони та кавітаційної характеристики насосу. У цьому випадку зміна динамічного кавітаційного запасу живильного насосу дорівнює нулю, що при імпульсних коливаннях тиску приведе до кавітаційного зриву. Надійність роботи живильного насосу у вищезазначених умовах роботи ЖДУ забезпечується умовою перевищення запасу на кавітацію зі всмоктуючої сторони над мінімальним кавітаційним запасом живильного насосу, тобто  $\Delta h_T \geq \Delta h$ .

Для контролю та управління динамічним кавітаційним запасом живильного нагнітача при роботі деаератора на ковзному тиску пропонується пристрій для вимірювання динамічного запасу на кавітацію живильного насосу [9].

На рисунку 1 зображено пристрій для вимірювання динамічного запасу на кавітацію живильного насосу.

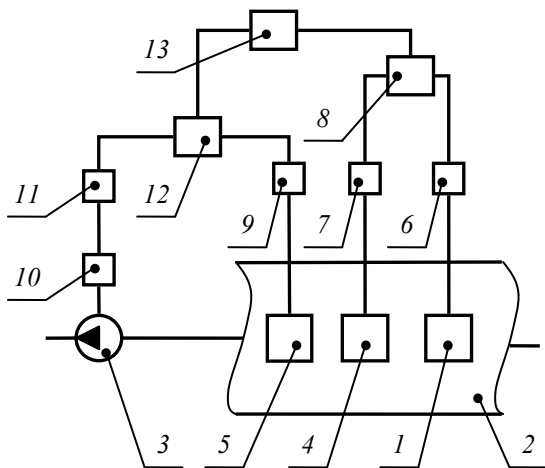


Рис. 1 – Пристрій для вимірювання динамічного запасу на кавітацію живильного насосу:

- 1 – датчик тиску середовища; 2 – входний патрубок; 3 – живильний нагнітач; 4 – датчик тиску насиченої пари середовища; 5 – датчик витрати середовища; 6 – вимірювач тиску середовища; 7 – вимірювач тиску насиченої пари середовища; 8 – суматор величин тисків середовища, насиченої пари середовища;
- 9 – вимірювач витрати середовища; 10 – первинний перетворювач частоти обертів живильного насосу;
- 11 – вимірювач частоти обертів живильного насосу;
- 12 – інформаційний перетворювач кавітаційної характеристики; 13 – суматор динамічного кавітаційного запасу живильного насосу

насиченої пари середовища на суматор 13 динамічного кавітаційного запасу, де визначається його значення та формується оперативний сигнал.

Пропонований пристрій для вимірювання динамічного кавітаційного запасу живильного насосу при роботі деаераційноживильної установки на ковзному тиску в режимах змінних навантажень енергоблоку дозволяє попередити зрив живильного насосу енергоблоку, підвищити надійність роботи живильного насосу, шляхом контролю та підтриманням необхідного мінімально-допустимого запасу на кавітацію живильного насосу, за рахунок врахування динамічної зміни запасу на кавітацію зі сторони всмоктування живильної води (середовища) живильним насосом та його кавітаційної характеристики і таким чином, істотно підвищити економічність роботи енергоблоку.

Пристрій для вимірювання динамічного кавітаційного запасу живильного насосу використовується наступним чином.

При роботі живильно-деаераційної установки на ковзному тиску в режимах змінних навантажень енергоблоку інформації від датчика 1 тиску середовища, що встановлений у входному патрубку 2 живильного нагнітача 3, датчика 4 тиску середовища, датчика 5 витрати середовища поступають відповідно на вимірювачі тиску середовища 6, тиску насиченої пари середовища 7, на суматор 8 величин тисків середовища, насиченої пари середовища, та на вимірювач витрати середовища 9, де одночасно з інформацією від первинного перетворювача частоти обертів живильного нагнітача 10, вимірювача 11 частоти обертів живильного нагнітача, поступають на функціональний перетворювач 12 кавітаційної характеристики та разом з інформацією суматора 8 величин тисків середовища,

### Висновки

1) Критерієм стійкості роботи живильного насосу при роботі деаератора на ковзному тиску, ЖДУ та енергоблоку, в цілому, є дотримання умови перевищення або рівності запасу на кавітацію із всмоктуючої сторони живильного насосу  $\Delta h_r \geq \Delta h$  та мінімального кавітаційного запасу живильного насосу, тобто, забезпечення стійкості роботи живильного насосу в діапазоні допустимих границь зміни динамічного запасу на кавітацію живильного насосу.

2) Ефективність експлуатації живильних насосів деаераційних установок, що характеризує економічність та надійність роботи енергоблоку, забезпечується управлінням зміни динамічного кавітаційного запасу живильного нагнітача.

**Список літератури:** 1. К определению скорости изменения давления в деаэраторах при переменных режимах работы турбины [Текст] / И. Г. Шелепов, Б. А. Аркадьев, В. Ю. Иоффе, М. М. Нечуйвигер // Энергетическое машиностроение : Сб. науч. трудов – Харьков : Вища школа, 1980. – Вып. 29. – С. 85–90. 2. Шелепов И. Г. К выбору места включения деаэраторов паротурбинных установок [Текст] / И. Г. Шелепов, М. М. Нечуйвигер, Б. А. Аркадьев // Математические модели процессов и конструкций энергетических турбоустановок в системах их автоматизированного проектирования : Сб. науч. трудов. – Харьков : ИПМАШ АН УССР, 1985. – Ч. I. – С. 182–183. 3. Аркадьев Б. А. Предотвращение вскипания в питательном насосе, при сбросе нагрузки турбины [Текст] / Б. А. Аркадьев, И. Г. Шелепов, М. М. Нечуйвигер // Теплоэнергетика. – 1985. – № 2. – С. 40–43. 4. Нечуйвигер М. М. К вопросу методики выбора оптимального давления в деаэраторах паротурбинных установок [Текст] / М. М. Нечуйвигер // Математическое моделирование процессов и конструкции энергетических и транспортных турбинных установок в системах их автоматизированного проектирования : Сб. науч. трудов. – Харьков : ИПМАШ АН УССР, 1988. – Ч. II. – С. 111. 5. Способ регулирования режима термического деаэратора [Текст] : а.с. 1543186 : СССР / М. М. Нечуйвигер, И. Г. Шелепов, Б. А. Аркадьев, В. Ю. Иоффе (СССР). – № 4277113/24-06; заявл. 06.07.87; опубл. 15.02.90, Бюл. № 6. – 2 с. 6. Деаэрационно-питательная установка [Текст] : а.с. 1455124 : СССР / Б. А. Аркадьев, М. М. Нечуйвигер, В. Ю. Иоффе (СССР). – № 4252188/24-06; заявл. 28.05.87; опубл. 30.01.89, Бюл. № 4. – 3 с. 7. Устройство для защиты от срыва питательного насоса тепловых электростанций [Текст] : а.с. 1798547 : СССР / Б. А. Аркадьев, М. М. Нечуйвигер. – № 4867870/29 ; заявл. 21.09.90 ; опубл. 28.02.93, Бюл. № 8. – 3 с. 8. Нечуйвигер М. М. Дослідження і оптимізація змінних і перехідних режимів роботи елементів теплових схем турбоустановок [Текст] : моногр. / М. М. Нечуйвигер, Б. А. Аркад'єв, І. Г. Шелепов. – Харків : УПА, 2006. – 98 с. 9. Пристрій для вимірювання динамічного кавітаційного запасу живильного нагнітача [Текст] : патент 84356 : Україна, МПК G01 M 10/00 / М. М. Нечуйвигер, І. Г. Шелепов. – № а 2013 02060 ; заявл. 19.02.2013 ; опубл. 25.10.2013, Бюл. № 20. – 3 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Shelepov, I. G. "K opredeleniju skorosti izmenenija davlenija v deajeratorah pri peremennyh rezhimah raboty turbiny." *Jenergeticheskoe mashinostroenie : Sb. nauch. trudov.* Vol. 29. Kharkiv : Vishha shkola, 1980. 85–90. Print. 2. Shelepov, I. G., M. M. Nechujviter and B. A. Arkad'ev. "K vyboru mesta vkljuchenija deajeratorov paroturbinnih ustanovok." *Matematicheskie modeli processov i konstrukcij jenergeticheskikh turboustanovok v sistemah ih avtomatizirovannogo proektirovanija : Sb. nauch. trudov.* No. I. Kharkiv : IPMAsh AN USSR, 1985. 182–183. Print. 3. Arkad'ev, B. A., I. G. Shelepov and M. M. Nechujviter. "Predotvrashhenie vskipanja v pitatel'nom nasose, pri sbrose nagruzki turbiny." *Tepljenergetika.* 2 (1985): 40–43. Print. 4. Nechujviter, M. M. "K voprosu metodiki vybora optimal'nogo davlenija v deajeratorah paroturbinnih ustanovok." *Matematicheskoe modelirovanie processov i konstrukcii jenergeticheskikh i transportnyh turbinnih ustanovok v sistemah ih avtomatizirovannogo proektirovanija : Sb. nauch. trudov.* No. II. Kharkiv : IPMAsh AN USSR, 1988. 111. Print. 5. Nechujviter, M. M., et al. "Sposob regulirovanija rezhima termicheskogo deajeratora." *SSSR [Patent] A.s.* 1543186. 15 February 1990. 6. Arkad'ev, B. A., M. M. Nechujviter and V. Ju. Ioffe. "Deajeracionno-pitel'naja ustanovka." *SSSR [Patent] A.s.* 1455124. 30 January 1989. 7. Arkad'ev, B. A. and M. M. Nechujviter. "Ustrojstvo dlja zashhity ot sryva pitatel'nogo nasosa teplovyh jelektrostancij." *SSSR [Patent] A.s.* 1798547. 28 February 1993. 8. Nechujviter, M. M., B. A. Arkad'jev and I. G. Shelepov. *Doslidzhennja i optymizacija zminnyh i perehidnyh rezhymiv roboty elementiv teplovyh shem turboustanovok : monogr.* Kharkiv : UIPA, 2006. Print. 9. Nechujviter, M. M. and I. G. Shelepov. "Prystrij dlja vymirjuvanija dynamichnogo kavitacijnogo zapasu zhyvylnogo nagnitacha." *Ukrai'na Patent* 84356 (MPK G01 M 10/00). 25 October 2013.

Надійшла (received) 24.12.2014

УДК 697.317

**В. А. ВОЛОЩУК**, канд. техн. наук; докторант Національний Технічний Університет України «Київський політехнічний інститут», Київ

### **ВПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНИХ РІШЕНЬ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ МІСЦЕВИХ ТА ВІДНОВЛЮВАЛЬНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ ПРИ ТЕПЛОЗАБЕЗПЕЧЕННІ НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ В УМОВАХ УКРАЇНИ**

В роботі пропонується та обґрунтовується можливість впровадження енергоефективних рішень з теплозабезпечення типового навчального закладу в умовах України. На основі розроблених методологічних підходів зроблена кількісна оцінка та оптимізація комплексного рішення, а також алгоритм його реалізації, що враховує і влаштування власного джерела теплоти із використанням біопалива і підсилення теплозахисту огорожувальних конструкцій будівель.

**Ключові слова:** теплозабезпечення, тепла ізоляція, біопаливо, оптимізація.

**Вступ.** Стан теплозабезпечення населених пунктів України знаходиться на критичному рівні. Існуючі системи морально та фізично застаріли. Енергоефективність всієї технологічної ланки теплозабезпечення (виробництво, транспортування та споживання теплової енергії) – дуже низька. Природний газ, що імпортується і ціна на який весь час зростає, виступає основним видом первинного палива.

**Аналіз основних досягнень та літератури.** Серед багатьох критеріїв обґрунтування рішень зі створення, модернізації чи реконструкції системи теплозабезпечення варто виділити такі, які характеризують рівень створення теплового комфорту, економічну доцільність та екологічну прийнятність [1, 2].

Як відмічається в [3], найбільше зниження затрат енергії на опалення в умовах України забезпечується саме за рахунок додаткового теплозахисту будівель, більшість з яких було збудовано в період колишнього Радянського Союзу з низьким рівнем опору теплопередачі зовнішніх огорожень. На сьогоднішній день уже добре відпрацьовані технології виробництва теплової енергії, що базуються на спалюванні біопалива [4], а також теплонасосні технології [5].

Необхідно відмітити, що збільшення рівня теплозахисту огорожувальних конструкцій будівель підвищує температуру внутрішніх поверхонь огорожень будівлі і тим самим значно покращує внутрішній тепловий комфорт. Чим вища температура цих внутрішніх поверхонь, тим вища так звана радіаційна температура і тим кращий тепловий комфорт. При цьому температура внутрішнього повітря може бути і зниженою [6]. Але, як показує аналіз, таке рішення часто важко втілити через необхідність значних капіталовкладень і, як результат, великі терміни окупності [7].

Аналіз літературних джерел показав, що саме впровадженню комплексних рішень з теплозабезпечення населених пунктів, масивів або окремих будівель поки що мало приділяється уваги. Часто пропонується рішення, що стосуються якогось окремого елемента системи теплозабезпечення (джерело теплоти, система транспортування теплоти, тощо), і мають досить низький загальний ефект. Потребують розробки та детального висвітлення більш конкретні схеми з підвищення ефективності теплозабезпечення споживачів.

**Мета роботи.** В роботі пропонується та обґрунтовується схема впровадження енергоефективних рішень з теплозабезпечення типового навчального закладу України. При цьому, спочатку пропонуються результати аналізу з доцільності влаштування

© В.А. Волощук, 2015

тільки додаткової теплової ізоляції зовнішніх огорожень як навчальних корпусів так і гуртожитків. Також проводяться дослідження з можливості встановлення власного джерела теплоти із використанням біопалива. Після цього розглядається комплексне рішення та алгоритм його реалізації, що враховує і влаштування власного джерела теплоти і підсилення теплозахисту огорожувальних конструкцій будівель.

**Методологічні підходи для проведення аналізу.** Економічна доцільність інвестування у проекти сьогодні визначається, виходячи із таких показників: чистий дисконтований дохід; індекс прибутковості; внутрішня норма прибутковості; термін окупності. На початковому етапі досліджень в якості критерію економічної доцільності вибору рішення будемо користуватись бездисконтним терміном окупності,  $T_0$ , років

$$T_0 = \frac{K}{\Delta}, \quad (1)$$

де  $K$  – інвестиції в будівництво (реконструкцію), грн;  $\Delta$  – прибуток за рахунок можливого скорочення річних експлуатаційних витрат при впровадженні енергоефективного рішення

$$\Delta = c - c_{EFF}, \quad (2)$$

де  $c$ ,  $c_{EFF}$  – відповідно експлуатаційні витрати до та після впровадження енергоефективного рішення, грн/рік.

Необхідну витрату теплоти на опалення всієї площі будівлі за опалювальний період, згідно [8], пропонується визначати за формулою

$$Q_{SP.HEAT} = [Q_k - (Q_{INNER} + Q_S) \nu \zeta] \beta_h, \quad (3)$$

де  $Q_k$  – загальні тепловтрати через огорожувальну оболонку будинку, кВт·год;  $Q_{INNER}$  – побутові теплонадходження протягом опалювального періоду, кВт·год;  $Q_S$  – теплові надходження через вікна від сонячної радіації протягом опалювального періоду, кВт·год;  $\nu$  – коефіцієнт, що враховує здатність огорожувальних конструкцій будинків акумулювати або віддавати тепло при періодичному тепловому режимі;  $\zeta$  – коефіцієнт авторегулювання подавання тепла в системах опалення;  $\beta_h$  – коефіцієнт, що враховує додаткове теплоспоживання системою опалення, пов'язане з дискретністю номінального теплового потоку номенклатурного ряду опалювальних приладів і додатковими тепловтратами через зарадіаторні ділянки огорож, тепловтратами трубопроводів, що проходять через неопалювані приміщення.

Будемо розглядати будівлю, що має форму прямокутного паралелепіпеда. Саме такий тип будівель характерний як для країн бувшого СРСР так і багатьох інших країн. Крім того, прийmemo, що прозорі огороження (вікна) влаштовані тільки на вертикальних зовнішніх огороженнях. Горишне перекриття – не має прозорих частин.

Тоді загальні тепловтрати через огорожувальну оболонку будинку, кВт·год, за опалювальний період можна визначити як

$$Q_k = \chi_1 D \left\{ \xi \left[ F_{VERT}^{TOTAL} \left( \frac{1}{R_{VERT}^{ENC}} + \Phi^W \left( \frac{1}{R_{VERT}^W} - \frac{1}{R_{VERT}^{ENC}} \right) \right) + \frac{F_{RF}}{R_{RF}} + \frac{F_{FL}}{R_{FL}} \right] + \chi_2 c n \beta_V \gamma \eta V_h \right\}, \quad (4)$$

де  $\chi_1 = 0,024$  – розмірний коефіцієнт;  $D$  – осереднене значення кількості градусо-днів в районі розміщення будинку, град·доба;  $\xi$  – коефіцієнт, що враховує додаткові тепловтрати, які пов'язані з орієнтацією огорожень за сторонами світу, наявністю

кутових приміщень, надходженням холодного повітря через входи в будинок;  $F_{VERT}^{TOTAL}$ ,  $F_{VERT}^{ENC}$ ,  $F_{VERT}^W$ ,  $F_{RF}$ ,  $F_{FL}$  – відповідно площі: вертикальної огорожувальної конструкції загалом, її непрозорої частини, прозорої частини, та горищного і підвального перекриття, м<sup>2</sup>;  $\phi^W = F_{VERT}^{ENC} / F_{VERT}^W$  – коефіцієнт застосування огорожувальної конструкції;  $R_{VERT}^{ENC}$ ,  $R_{VERT}^W$ ,  $R_{RF}$ ,  $R_{FL}$  – відповідно приведені опір теплопередачі непрозорої, прозорої вертикальної огорожувальної конструкції, горищного і підвального перекриття, м<sup>2</sup>·град/Вт;  $\chi_2 = 0,278$  – розмірний коефіцієнт;  $c$  – питома теплоємність повітря, кДж/(кг·К);  $n$  – середня кратність повітрообміну будинку протягом опалювального періоду, год<sup>-1</sup>;  $\beta_V$  – коефіцієнт зниження об'єму повітря у будинку, що враховує наявність внутрішніх огорожувальних конструкцій;  $\gamma$  – середня густина повітря, що надходить до приміщення за рахунок інфільтрації та вентиляції, кг/год;  $\eta$  – коефіцієнт впливу зустрічного теплового потоку в огорожувальних конструкціях;  $V_h$  – опалюваний об'єм будинку, м<sup>3</sup>.

Побутові теплонадходження протягом опалювального періоду, кВт·год, визначимо за формулою [8]

$$Q_{INNER} = \chi_1 q_{INNER} \frac{D}{t_{IN} - \bar{t}_{H.S}} A_r, \quad (5)$$

де  $\chi_1$  – розмірний коефіцієнт, див. формулу (2);  $q_{INNER}$  – питомі побутові тепловиділення на 1 м<sup>2</sup> житлової або розрахункової площі будівлі, у разі відсутності даних приймаються рівними 10 Вт/м<sup>2</sup>;  $\bar{t}_{H.S}$  – середня температура опалювального періоду, °С;  $t_{IN}$  – температура повітря всередині будинку;  $A_r$  – житлова або розрахункова площа будівлі, м<sup>2</sup>, яку при відсутності даних можна визначати як [8]

$$A_r = k_R \cdot A_h, \quad (6)$$

де  $A_h$  – опалювальна площа будівлі, м<sup>2</sup>;  $k_R$  – коефіцієнт, який рівний відношенню  $A_r / A_h$ .

Для спрощення тепловими надходженнями через вікна від сонячної радіації протягом опалювального періоду знехтуємо. Таке спрощення допустиме, оскільки для більшості будинків, які вже збудовані, архітектурні рішення з метою максимального використання сонячної енергії для пасивного обігріву протягом опалювального періоду майже не використовувались. В існуючих будівлях теплонадходження сонячної враховано датою початку та кінця опалювального періоду.

Тоді залежність для визначення розрахункових витрат енергії на опалення та вентиляцію будинку буде мати такий вигляд

$$Q_{SP.HEAT} = \left\{ \chi_1 D \xi \left[ F_{VERT}^{TOTAL} \left( \frac{1}{R_{VERT}^{ENC}} + \phi^W \left( \frac{1}{R_{VERT}^W} - \frac{1}{R_{VERT}^{ENC}} \right) \right) + \frac{F_{RF}}{R_{RF}} + \frac{F_{FL}}{R_{FL}} \right] + \chi_1 D \chi_2 c n \beta_V \gamma_3 \eta V_h - \chi_1 q_{INNER} \frac{D}{t_{IN} - \bar{t}_{H.S}} k_R A_h \nu \zeta \right\} \beta_h, \quad (7)$$

Додаткові капітальні вкладення, євро, в підвищення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій будівлі представимо у вигляді

$$\Delta K_{INS} = i_{INS.VERT}^{ENC} F_{VERT}^{TOTAL} (1 - \phi^W) + c_{INS.VERT}^{ENC} V_{INS.VERT}^{ENC} + i_{INS.VERT}^W \phi^W F_{VERT}^{TOTAL} + c_{INS.VERT}^W \phi^W F_{VERT}^{TOTAL} R_{VERT}^W + i_{INS.RF} F_{RF} + c_{INS.RF} V_{INS.RF} + i_{INS.FL} F_{FL} + c_{INS.FL} V_{INS.FL}, \quad (8)$$

де  $i_{INS.VERT}^{ENC}$ ,  $i_{INS.RF}$ ,  $i_{INS.FL}$  – вартість будівельно-монтажних робіт при влаштуванні 1 м<sup>2</sup> теплоізоляційного шару відповідно на непрозорому вертикальному зовнішньому огороженні, горищному та підвальному перекритті, грн/м<sup>2</sup>;  $c_{INS.VERT}^{ENC}$ ,  $c_{INS.RF}$ ,  $c_{INS.FL}$  – вартість 1 м<sup>3</sup> теплоізоляційного матеріалу відповідно для непрозорого вертикального зовнішнього огороження, горищного та підвального перекриття, грн/м<sup>3</sup>;  $V_{INS.VERT}^{ENC}$ ,  $V_{INS.RF}$ ,  $V_{INS.FL}$  – об’єм теплоізоляційного матеріалу відповідно для непрозорої частини вертикального зовнішнього огороження, горищного і підвального перекриття, м<sup>3</sup>;  $i_{INS.VERT}^W$  – вартість будівельно-монтажних робіт при збільшенні опору теплопередачі 1 м<sup>2</sup> прозорої частини вертикального зовнішнього огороження (вікна), грн/м<sup>2</sup>;  $c_{INS.VERT}^W$  – вартість збільшення на 1 м<sup>2</sup>·град/Вт опору теплопередачі 1 м<sup>2</sup> прозорої частини вертикального зовнішнього огороження (вікна), євро·Вт/(м<sup>4</sup>·град);  $R_{VERT}^W$  – опір теплопередачі прозорої частини вертикального огороження після термомодернізації, м<sup>2</sup>·град/Вт.

У свою чергу, об’єм теплоізоляційного матеріалу для непрозорої частини вертикального зовнішнього огороження, горищного і підвального перекриття, м<sup>3</sup>, можна визначити відповідно за залежностями

$$V_{INS.VERT}^{ENC} = \lambda_{INS.VERT}^{ENC} F_{VERT}^{TOTAL} (1 - \phi^W) (R_{VERT}^{ENC'} - R_{VERT}^{ENC''}), \quad (9)$$

$$V_{INS.RF} = \lambda_{INS.RF} F_{RF} (R_{RF}' - R_{RF}''), \quad (10)$$

$$V_{INS.FL} = \lambda_{INS.FL} F_{FL} (R_{FL}' - R_{FL}''), \quad (11)$$

де  $\lambda_{INS.VERT}^{ENC}$ ,  $\lambda_{INS.RF}$ ,  $\lambda_{INS.FL}$  – коефіцієнт теплопровідності теплоізоляційного матеріалу, що наноситься відповідно на непрозору частину вертикального зовнішнього огороження, горищне і підвальне перекриття, Вт/(м·град);  $R_{VERT}^{ENC'}$ ,  $R_{VERT}^{ENC''}$ ,  $R_{RF}'$ ,  $R_{RF}''$ ,  $R_{FL}'$ ,  $R_{FL}''$  – відповідно загальний приведений опір теплопередачі непрозорої вертикальної поверхні, горищного і підвального перекриття до та після встановлення теплової ізоляції, м<sup>2</sup>·град/Вт.

Тоді, прийнявши, що вартість будівельно-монтажних робіт при збільшенні опору теплопередачі всіх типів зовнішнього огороження, а також вартість теплоізоляційного матеріалу і коефіцієнти теплопровідності для непрозорих огорожень (вертикальних стін та горищного і підвального перекриття) однакові і рівні відповідно  $i_{INS}$ ,  $c_{INS}$  та  $\lambda_{INS.RF}$ , формулу (8), можна записати як

$$\Delta K_{INS} = i_{INS} (F_{VERT}^{TOTAL} + F_{RF} + F_{FL}) + c_{INS.VERT}^W \phi^W F_{VERT}^{TOTAL} R_{VERT}^W + c_{INS} \lambda_{INS} \left[ F_{VERT}^{TOTAL} (1 - \phi^W) (R_{VERT}^{ENC'} - R_{VERT}^{ENC''}) + F_{RF} (R_{RF}' - R_{RF}'') + F_{FL} (R_{FL}' - R_{FL}'') \right]. \quad (12)$$

Для подальшого аналізу будемо користуватися питомими показниками. Необхідну витрату теплоти на опалення та вентиляцію віднесемо до 1 м<sup>2</sup> опалювальної площі  $A_h$ ,  $q_{SP.HEAT} = Q_{SP.HEAT} / A_h$ . Цей показник є зручним при аналізі певної групи

будівель, житлових районів, міст, тощо, де часто дані даються у вигляді загальної площі житлового фонду, загальної площі офісних та громадських будівель, тощо.

Як показав аналіз, для типу будівель у формі прямокутного паралелепіпеду з кількістю поверхів 4...11 на 1 м<sup>2</sup> опалювальної площі припадає в середньому 0,45 м<sup>2</sup> загальної площі вертикального зовнішнього огородження ( $F_{VERT}^{TOTAL}/A_h = 0,45 \text{ м}^2/\text{м}^2$ ), 0,16 м<sup>2</sup> загальної площі горищного перекриття ( $F_{RF}/A_h = 0,16 \text{ м}^2/\text{м}^2$ ) та 0,16 м<sup>2</sup> загальної площі підвального перекриття ( $F_{FL}/A_h = 0,16 \text{ м}^2/\text{м}^2$ ). Також, якщо висота поверху становить  $h_{FL} = 2,8$  м, то відношення опалювального об'єму до опалювальної площі становить  $V_h/A_h = 2,8 \text{ м}^3/\text{м}^2$ .

Отже, щорічний дохід  $\Delta$  за рахунок зменшення затрат енергії на обігрів 1 м<sup>2</sup> опалювальної площі будинку при збільшенні опору теплопередачі його огорожувальної конструкції, грн/(м<sup>2</sup>·рік), можна визначити як

$$\Delta = c_E (q'_{SP.HEAT} - q''_{SP.HEAT}), \quad (13)$$

де  $c_E$  – вартість теплової енергії, євро/(кВт·год);  $q'_{SP.HEAT}$ ,  $q''_{SP.HEAT}$  – витрати теплової енергії на опалення будинку відповідно до та після влаштування теплової ізоляції, визначаються із використанням формули (7), кВт·год/м<sup>2</sup>.

Серед інших енергоефективних рішень при теплозабезпеченні будинків можна розглядати варіант влаштування власного джерела енергії. Часто тут пропонується власна котельня на газовому паливі. З огляду на перспективу краще розглядати рішення з встановлення котельні на біопаливі, теплового насоса або комбінацію цих технологій.

В даній роботі пропонується варіант власної котельні на біопаливі.

Однією із типових оптимізаційних задач в даному випадку є обґрунтування встановленої потужності базового та пікового джерела. Пікове теплове навантаження має місце тільки у період відносно низьких температур навколишнього середовища. Для покриття цих навантажень доцільно використовувати окремі пікові джерела теплоти. Решта теплового навантаження – базове навантаження – покривається базовим джерелом теплоти. Пікове джерело характеризується більш високими експлуатаційними затратами, але меншими капітальними вкладеннями у порівнянні з базовим. Якщо розглядати задачу встановлення котла на біопаливі, то його можна пропонувати як базове джерело теплоти, оскільки такий тип установки потребує більші капітальні вкладення, але характеризується меншими експлуатаційними затратами у порівнянні з газовим або електричним котлом, які доцільно в даному випадку пропонувати для покриття пікових теплових навантажень.

Прибуток за рахунок можливого скорочення річних експлуатаційних витрат при переході від існуючого джерела теплоти до джерела на основі біопалива пропонується визначити за формулою

$$\Delta = Q_{YEAR} c_{REPL} - \left[ \frac{Q_{YEAR}^{BASE}}{\eta_{YEAR}^{BASE}} c_{BASE} + \frac{(Q_{YEAR} - Q_{YEAR}^{BASE})}{\eta_{YEAR}^{PEAK}} c_{PEAK} + S_{AM} + S_{REP} + S_{OTHER} \right], \quad (14)$$

де  $Q_{YEAR}$  – середньорічна кількість теплоти, яку необхідно подати споживачу, кВт·год/рік;  $c_{REPL}$  – вартість енергії від існуючого джерела, євро/(кВт·год);  $Q_{YEAR}^{BASE}$  – середньорічна кількість теплоти, яка подається від джерела теплоти із спалюванням біопалива, кВт·год/рік;  $\eta_{YEAR}^{BASE}$ ,  $\eta_{YEAR}^{PEAK}$  – відповідно середньорічні ККД виробництва та подачі до споживача теплоти від котельні, що працює на біопаливі та



пікового джерела теплоти;  $c_{BASE}$ ,  $c_{PEAK}$  – вартість первинної енергії (біопалива, природного газу, електричної енергії), що використовується відповідно для покриття базового та пікового теплового навантаження, грн/(кВт·год), при цьому  $c_{BASE} < c_{PEAK}$ ;  $Q_{YEAR} - Q_{YEAR}^{BASE}$  – різниця, що визначає середньорічну кількість теплоти, яку покриває пікове джерело, кВт·год/рік;  $S_{AM} + S_{REP} + S_{OTHER}$  – відповідно амортизаційні витрати, затрати на ремонт та інші витрати, грн/рік.

Загальні капітальні затрати на встановлення джерела теплоти можна представити у вигляді

$$K = k_{BASE} \alpha Q_{DESIGN} + k_{PEAK} (1 - \alpha) Q_{DESIGN}, \quad (15)$$

де  $k_{BASE}$ ,  $k_{PEAK}$  – відповідно питомі капіталовкладення у котельню на біопаливі (базове джерело теплоти) та пікове джерело теплоти, євро/кВт встановленої потужності;  $Q_{DESIGN}$  – розрахункова потужність теплового навантаження, кВт;  $\alpha$  – частка покриття котельні на біопаливі розрахункової потужності теплового навантаження.

**Результати аналізу.** Отже, зрозуміло, що з економічної точки зору на першому етапі доцільніше влаштувати власне джерело для теплозабезпечення навчальних корпусів, для яких встановлений найвищий тариф.

Для отримання більш об'єктивної інформації пропонується всі ціни привести до однієї розмірності – євро. При цьому, для нівелювання різкого стрибка курсу гривни за останній період приймається, що 1 євро = 11 грн. Цей курс відповідає більш стабільному періоду курсу валюти. Відповідно і тарифи на енергоносії, і ціни на обладнання та матеріали є більш реальними, ніж сьогодні, в період різкого росту курсу гривни.

Капітальні вкладення в підвищення опору теплопередачі огорожувальних конструкцій існуючих будівель до значень передбачених існуючими нормами [8] визначались згідно формули (12). При цьому, ціни на матеріал та будівельно-монтажні роботи розраховувались згідно даних моніторингу асоціації енергоаудиторів України [9].

Виходячи із запропонованих підходів, для приведення теплозахисних характеристик існуючих будівель України до нормативних вимог необхідно вкласти 42 євро на 1 м<sup>2</sup> опалювальної площі. Дохід від реалізації такого енергоефективного рішення пропонується визначати за формулою (13).

На рис. 1 показаний графік залежності від вартості теплової енергії бездисконтного терміну окупності інвестицій в підвищення опору теплопередачі всіх видів огорожувальних конструкцій будівлі, розміщеної в 1-й кліматичній зоні, відповідно до будівельних норм України [8]. При цьому була використана запропонована методологія розрахунку.

Із рис. 1 бачимо, що термін окупності рішення з метою приведення теплозахисних характеристик існуючих будівель України 1-ї кліматичної зони до нормативних вимог є різним для різних видів споживачів. Ця різниця обумовлена тарифом на теплову енергію. Для населення, куди відносяться і гуртожитки навчальних закладів, встановлений найнижчий тариф. Тому і термін окупності для цієї категорії споживачі найвищий – 21 рік. Бюджетні та комерційні споживачі, куди також відносяться і навчальні корпуси здійснюють оплату по найвищим тарифам. Відповідно і термін окупності найменший – біля 5 років.

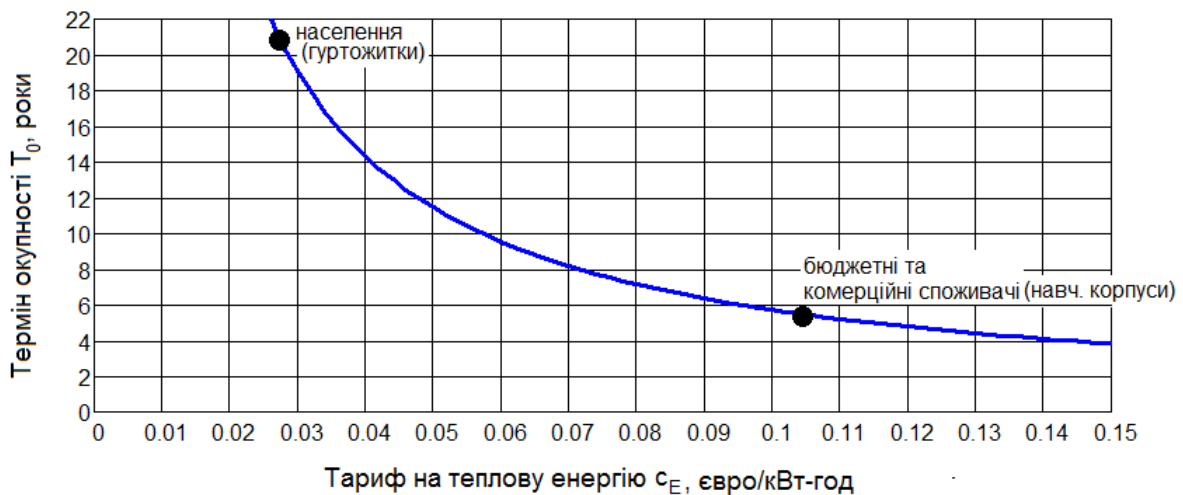


Рис. 1 – Термін окупності інвестицій в підвищення опору теплопередачі всіх видів огорожувальних конструкцій будівлі, розміщеної в 1-й кліматичній зоні, відповідно до будівельних норм України

На рис. 2 наведені приклади результатів визначення терміну окупності інвестицій  $T_0$  у влаштування котельні на біопаливі від її встановленої потужності  $\alpha$  для певного діапазону зміни цін на енергоносії ( $c_{REPL}$ ,  $c_{BASE}$ ,  $c_{PEAK}$ ) при середньорічних ККД котельні, що працює на біопаливі, та пікового джерела теплоти рівних відповідно  $\eta_{YEAR}^{BASE} = 0,8$ ;  $\eta_{YEAR}^{PEAK} = 0,95$  для 1-ї кліматичної зони України. Базовій вартості біопалива відповідає ціна пелет, які мають теплоту згорання 19 МДж/кг і реалізуються в Україні за ціною 0,091 євро/кг, що в перерахунку на прийняту розмірність становить  $c_{BASE} = 0,019$  євро/(кВт-год). Питомі капіталовкладення у котельню на біопаливі (базове джерело теплоти) та пікове джерело теплоти прийняті в розмірі відповідно  $k_{BASE} = 200$  євро/кВт,  $k_{PEAK} = 60$  євро/кВт. Крім того, у капітальні вкладення додатково закладені витрати на будівельно-монтажні роботи в розмірі 25 % від  $k_{BASE}$  та  $k_{PEAK}$ . Очевидно, що параметри  $k_{BASE}$  та  $k_{PEAK}$  можуть зазнавати змін у часі. Але, у порівнянні із можливою динамікою змін цін на енергоносії, їх на даному етапі досліджень прийняли постійними. Результати розрахунків приведені до 1 м<sup>2</sup> опалювальної площі  $A_h$ .

Отже, із рис. 2 видно, що при вказаних значеннях цін на енергоресурси існує оптимальне значення встановленої потужності котельні на біопаливі  $\alpha \approx 0,5$ , при якому термін окупності  $T_0$  найменший. Хоча при певних цінах  $c_{REPL}$ ,  $c_{BASE}$ ,  $c_{PEAK}$  значення терміну окупності  $T_0$  у всьому діапазоні  $\alpha$  змінюється несуттєво (лінії 2 та 3 на рис. 3а,б). Разом з тим, із рис. 2 також бачимо, що щорічний дохід при переході на тепло забезпечення від власної котельні на біопаливі при  $\alpha = 0 \dots 0,5$  зростає, а потім, при  $\alpha > 0,5$ , залишається майже незмінним при вказаних умовах. Аналогічні результати отримані і при інших цінах  $c_{REPL}$ ,  $c_{BASE}$ ,  $c_{PEAK}$ .

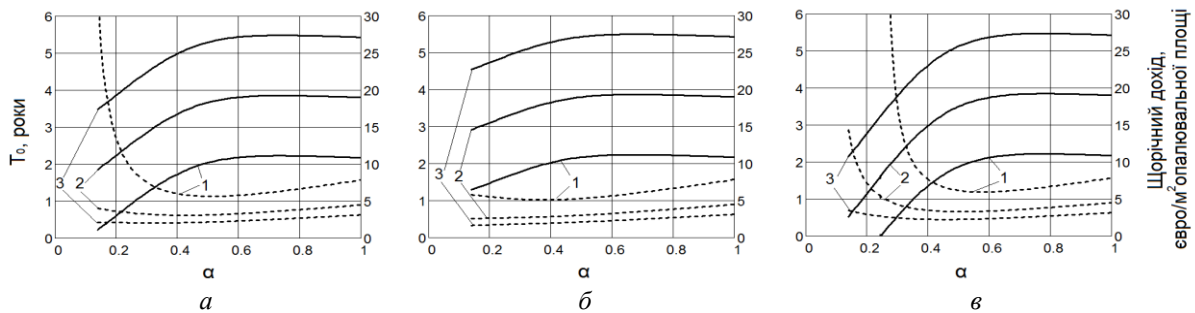


Рис. 2 – Залежність терміну окупності інвестицій  $T_0$  (штрихові лінії) та щорічного доходу (суцільні лінії) при влаштуванні котельні на біопаливі від її встановленої потужності:  
 $a - c_{PEAK} = 0,113$  євро/(кВт·год) - вартість електроенергії;  $b - c_{PEAK} = 0,6 \times 0,113$  євро/(кВт·год) - вартість природного газу;  $v - c_{PEAK} = 1,5 \times 0,113$  євро/(кВт·год);  
 $1 -$  вартість теплової енергії від джерела, що змінюється  $c_{REPL} = 0,104$  євро/(кВт·год);  
 $2 - c_{REPL} = 1,5 \times 0,104$  євро/(кВт·год);  $3 - c_{REPL} = 2 \times 0,104$  євро/(кВт·год);  
 $c_{BASE} = 0,019$  євро/(кВт·год);  $\eta_{YEAR}^{BASE} = 0,8$ ;  $\eta_{YEAR}^{PEAK} = 0,95$

На рис. 3. показані результати розрахунку залежності терміну окупності інвестицій  $T_0$  від вартості теплової енергії від джерела, що змінюється. Бачимо, що для навчальних корпусів, при існуючих цінах на енергоносії  $c_{PEAK} = 0,113$  євро/(кВт·год);  $c_{BASE} = 0,019$  євро/(кВт·год); та  $c_{REPL} = 0,105$  євро/(кВт·год) даний термін окупності складає всього один рік. При можливому підвищенні ціни  $c_{REPL}$  термін окупності складає менше одного року. Як показують розрахунки, цей показник не змінюється суттєво при зростанні ціни на пелети навіть у два рази. Згідно розрахунків, для гуртожитків, через низьку ціну на тепло від централізованих систем тепlopостачання, дохід при реалізації такого рішення має навіть від'ємне значення.

На рис. 4. показаний графік покриття теплового навантаження котельнею на біопаливі та піковим джерелом теплоти типової будівлі, що розміщена у 1-й кліматичній зоні України. При цьому огороження будівлі мають теплотехнічні характеристики періоду бувшого Радянського Союзу. Бачимо, що загальна встановлена теплова потужність джерела для теплозабезпечення такої будівлі складає  $80 \text{ Вт/м}^2$  опалювальної площі. Встановлена потужність пікової котельні, згідно вищенаведеного аналізу, складає  $40 \text{ Вт/м}^2$  опалювальної площі, що відповідає  $\alpha = 0,5$ . На рис. 4. показана також шкала для визначення витрати палива котла на біопаливі в  $\text{кг/м}^2$  опалювальної площі. Визначено, що в даних умовах, за весь опалювальний період для опалення  $1 \text{ м}^2$  опалювальної площі будинку необхідно  $34 \text{ кг}$  пелет.

Підсумовуючи отримані результати можна сказати, що для навчальних закладів України з метою зменшення витратків на теплозабезпечення своїх будівель можна рекомендувати перехід на власні джерела теплоти. При цьому, у першу чергу, це джерело повинне передбачати тепlopостачання тільки навчальних корпусів. Додаткове утеплення можна пропонувати вже як наступну стадію підвищення енергоефективності. Зважаючи на досить короткий термін окупності влаштування власної котельні на біопаливі, кошти на утеплення будівель можна взяти із доходів за рахунок переходу на власне джерело теплозабезпечення. Підвищення опору теплопередачі огорожень навчальних корпусів знизить їх розрахункове теплове навантаження, що дає змогу використати вивільнену потужність котельні для тепlopостачання гуртожитків.

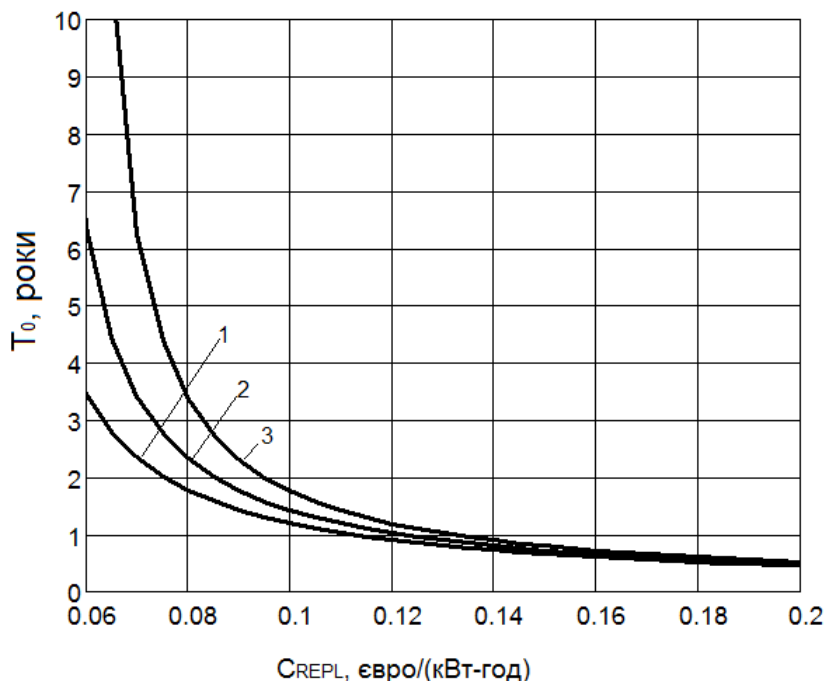


Рис. 3 – Залежність терміну окупності інвестицій  $T_0$  від вартості теплової енергії джерела, що змінюється, при встановленій потужності котельні на біопаливі  $\alpha = 0,5$ : ціна первинного палива пікового джерела  $c_{PEAK} = 0,113$  євро/(кВт·год) (електрична енергія для юридичних організацій):

1 – при вартості біопалива  $c_{BASE} = 0,019$  євро/(кВт·год); 2 –  $c_{BASE} = 1,5 \times 0,019$  євро/(кВт·год);  
 3 –  $c_{BASE} = 2 \times 0,019$  євро/(кВт·год);  $\eta_{YEAR}^{BASE} = 0,8$ ;  $\eta_{YEAR}^{PEAK} = 0,95$

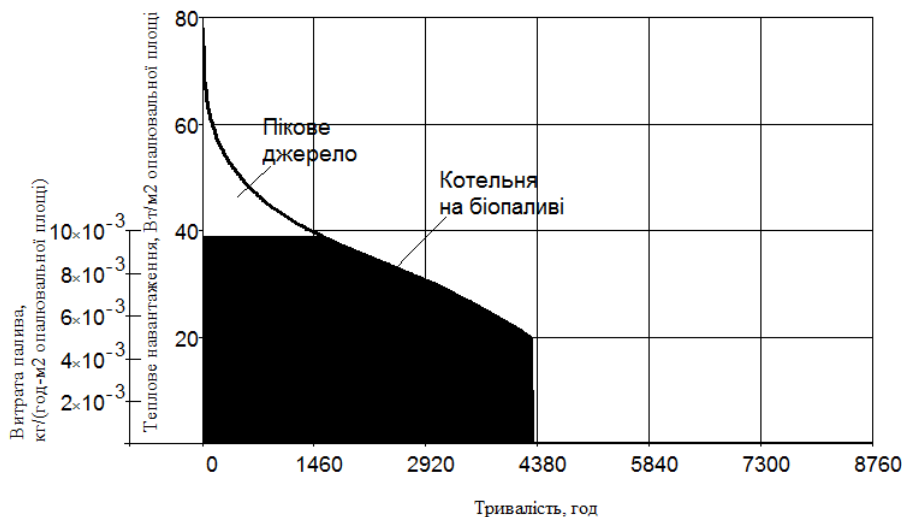


Рис. 4 – Графік покриття теплового навантаження базовим та піковим джерелом теплоти існуючої типової будівлі, що розташована у першій кліматичній зоні України

**Висновки:**

1) В роботі наведені методологічні підходи з визначення доцільності впровадження рішень з додаткового утеплення зовнішніх огорожень типової будівлі, а також переходу на тепло забезпечення будівлі із використанням біопалива.

2) Використовуючи дані підходи, зроблений кількісний аналіз доцільності впровадження енергоефективних рішень з тепло забезпечення для навчальних закладів України, на основі якого пропонується наступна схема реалізації цих рішень:

- спочатку встановлюється власна котельня на біопаливі для теплозабезпечення навчальних корпусів (капіталовкладення складають 11 євро/м<sup>2</sup> опалювальної площі);
- після реалізації терміну окупності такого рішення (1 рік) в наступні роки пропонується щорічний дохід (10 євро/м<sup>2</sup> опалювальної площі) використовувати для утеплення навчальних корпусів (необхідні інвестиції складають 42 євро/м<sup>2</sup> опалювальної площі);
- після утеплення навчальних корпусів необхідна для їхнього теплозабезпечення встановлена потужність котельні знижується від 80 до 40 Вт/м<sup>2</sup> опалювальної площі. Вивільнену потужність котельні можна використати для теплозабезпечення гуртожитків.

**Список літератури:** 1. Руководство по оценке эффективности инвестиций в энергосберегающие мероприятия [Текст] / А. Н. Дмитриев, И. Н. Ковалев, Ю. А. Табунщиков, Н. В. Шилкин. – М. : АВОК-ПРЕСС, 2005. – 120 с. – ISBN 5-98267-016-2. 2. Kolokotsa, D. Decision support methodologies on the energy efficiency and energy management in buildings [Text] / D. Kolokotsa, C. Diakaki, E. Grigoroudis, G. Stavrakakis & K. Kalaitzakis // *Advances in Building Energy Research*. – 2009. – Vol. 3. – P. 121–146. – DOI: 10.3763/aber.2009.0305. 3. Карп, І. М. Шляхи рішення проблем комунальної енергетики [Текст] / І. М. Карп, С. С. Нікітін // *Житлово-комунальне господарство України*. – 2011. – № 6(39). – С. 16–22. 4. Український Пелетний Союз [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://www.uup.org.ua/> – 01.01.2015 р. 5. Ajah, A. N. On the robustness, effectiveness and reliability of chemical and mechanical heat pumps for low-temperature heat source district heating: a comparative simulation-based analysis and evaluation [Text] / A. N. Ajah, A. Mesbah, J. Grievink, P. M. Herder, P. W. Falcao, S. Wennekes // *Energy*. – 2008. – No 33(6). – P. 908–929. 6. Gabriel I. Vom Altbau zum Niedrigenergie- und Passivhaus / I. Gabriel, H. Ladener. – Ökobuch ; Auflage : 8. Bearb. u. Erg, 2009. – 262 p. 7. Market Assessment. Residential Sector of Ukraine: Legal, Regulatory, Institutional, Technical and Financial Considerations. Final report, prepared for European Bank for Reconstruction and Development. – One Exchange Square, London, EC2A 2JN, 2011. – 185 p. 8. Теплова ізоляція будівель: ДБН В.2.6-31:2006. – [Чинний від 2007.04.01]. – Киев : Мінбуд України, 2006. – 80 с. 9. Асоціація енергоаудиторів [Електронний ресурс] – Режим доступу: [www.aea.org.ua](http://www.aea.org.ua) – 01.01.2015 р.

**Bibliography (transliterated):** 1. Dmitriev, A. N., et al. *Rukovodstvo po ocenke jeffektivnosti investicij v jenergosberegajushhie meroprijatija [Guide on evaluation of economic performance of investments into energy-saving activities]*. Moscow : Avok-Press, 2005. Print. 2. Kolokotsa, D., et al. "Decision support methodologies on the energy efficiency and energy management in buildings." *Advances in Building Energy Research* 3 (2009): 121–146. DOI: 10.3763/aber.2009.0305. Print. 3. Karp, I. M., and Ye. Ye. Nikitin. "Ways of solving problems in communal sector." *Housing and Communal Services of Ukraine* 6(39) (2011): 16–22. Print. 4. "Ukrainian Pellet Union." Web 01 January 2015 <<http://www.uup.org.ua/>>. 5. Ajah, A. N., et al. "On the robustness, effectiveness and reliability of chemical and mechanical heat pumps for low-temperature heat source district heating: a comparative simulation-based analysis and evaluation." *Energy* 33(6) (2008): 908–929. Print. 6. Gabriel, I., and H. Ladener. *Vom Altbau zum Niedrigenergie- und Passivhaus*. Ökobuch; Auflage: 8. Bearb. u. Erg, 2009. Print. 7. *Market Assessment. Residential Sector of Ukraine: Legal, Regulatory, Institutional, Technical and Financial Considerations. Final report, prepared for European Bank for Reconstruction and Development*. One Exchange Square, London, EC2A 2JN, 2011. Print. 8. DBN V.2.6-31:2006. Thermal isolation of buildings. Kiev : Minbud Ukraine, 2006. [Ukr] Print.. 9. "Association of energy auditors." Web 01 January 2015 <[www.aea.org.ua](http://www.aea.org.ua)>.

Надійшла (received) 01.01.2015

РЕФЕРАТИ

УДК 621.165

**Розробка проточної частини ЦВСТ парової турбіни К-1250 на основі методів розрахунку тривимірних в'язких течій** [Текст] / А. В. Русанов, О. Л. Шубенко, В. Л. Швецов, О. В. Сенецький // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 7–16. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати розрахункових досліджень тривимірних течій в проточній частині ЦВСТ нової парової турбіни К-1250 ВАТ «Турбоатом» для блоків атомних електростанцій. Чисельні дослідження виконані за допомогою програмного комплексу *IPMFlow*. Проточна частина ЦВСТ К-1250 спроектована з використанням розробленого в ППМаш НАН України методу параметризації та аналітичного профілювання лопаток. Показано, що в ЦВСТ, що пропонується, за рахунок застосування сучасних підходів до профілювання лопаткових апаратів та формування меридіональних обводів ККД проточних частин ЦВТ та ЦСТ без урахування відборів пари склав 96,6 й 96,4 %, відповідно.

**Ключові слова:** парова турбіна, циліндр високого тиску (ЦВТ), циліндр середнього тиску (ЦСТ), проточна частина, просторова течія, направляючі та робочі лопатки, моделювання ступенів турбіни

УДК 621.165

**Особливості вибору геометричних кутів входу та кутів встановлення в задачах оптимального проектування осьових турбін** [Текст] / А. В. Бойко, О. П. Усатий, В. С. Бараннік // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 17–22. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано дослідження впливу геометричного кута входу робочих решіток та кута натікання потоку на ефективність активних решіток. Обґрунтована необхідність включення геометричного кута входу в число оптимізованих параметрів при оптимальному проектуванні проточної частини осьових турбін. Приведені графіки залежності коефіцієнта швидкості від кута натікання потоку при різних геометричних кутах входу.

**Ключові слова:** оптимізаційна задача, активна коренева робоча решітка, геометричний кут входу робочих решіток, кут встановлення, кут атаки, конфузориальність каналу.

**Дослідження течії в лабіринтовому ущільненні** [Текст] / Г. А. Бондаренко, В. М. Бага // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 23–31. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені результати чисельного і фізичного моделювання лабіринтового ущільнення. Чисельне дослідження проводилося з використанням програмного комплексу *Flow Vision*, а фізичне – на спеціальному експериментальному стенді. Виконаний ряд досліджень впливу режимних і деяких геометричних параметрів на роботу лабіринтового ущільнення: перепаду ущільнюваного тиску, частоти обертання валу, радіального зазору, та ін. Встановлена залежність умовного коефіцієнта витрати лабіринтового ущільнення від частоти обертання валу, величини відношення тиску перед і за ущільненням. Показаний вплив розподілу тиску по довжині ущільнення на його умовний коефіцієнт витрати  $\mu$ .

**Ключові слова:** лабіринтове ущільнення, експериментальний стенд, умовний коефіцієнт витрати, структура потоку.

УДК 621.165

**Аеропружні коливання лопаткового вінця турбомашини у тривимірному потоці в'язкого газу** [Текст] / В. І. Гнесін, Л. В. Колодяжна, Р. Жандковські, О. О. Колеснік // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 32–40. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлений метод вирішення зв'язаної аеропружної задачі, що дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток у тривимірному потоці в'язкого газу, включаючи вимушені, самозбудні коливання і автоколивання з метою підвищення економічності та надійності лопаткових апаратів турбомашин. Достовірність розрахункових результатів підтверджується зіставленням з експериментом для 11-ї стандартної конфігурації. Чисельний аналіз зв'язаних коливань підтвердив аеродемпфування для даного режиму при взаємодії перших шести власних форм.

**Ключові слова:** в'язкий потік, лопатковий вінець турбіни, автоколивання, зв'язана аеропружна задача, чисельне моделювання.

УДК 62.135

**Дослідження аеродинамічних і енергетичних характеристик вихлопного відсіку ЦНТ** [Текст] / В. Л. Швецов, І. І. Кожешкурт, В. О. Конєв, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 41–49. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Побудовано чисельну модель та виконано чисельне дослідження аеродинамічних і енергетичних характеристик вихлопного відсіку ЦНТ потужної парової турбіни у складі «останній ступінь з підключеним міжступеневим зазором – вихлопний патрубок – камера видалення вологи – перехідний патрубок». В якості робочого тіла використано вологу пару з табличними параметрами. Дискутується вплив надбандажної струмини в останньому ступені, інжекції вологої пари через щілину в опуклій оболонці дифузора.

**Ключові слова:** останній ступінь ЦНТ, осерадіальний дифузор, вихлопний патрубок, система видалення вологи, перехідний патрубок, волога пара, чисельне моделювання, аеродинамічні, енергетичні характеристики.

УДК 621.165.62-192

**Порівняння розрахункових та експериментальних даних напружено-деформованого стану елементів турбіни К-200-130** [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 50–55. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Результати розрахункової оцінки теплового та напружено-деформованого стану високотемпературних елементів парової турбіни потужністю 200 МВт, що проведені по розробленому комплексному підходу з урахуванням ремонтно-поновлювальних вибірок в металі роторів, корпусів, корпусів клапанів ЦВТ і ЦСТ, були порівняні з даними експериментальних та розрахункових досліджень інших авторів. Розходження по температурі для роторів не перевищує (1–5)%, а по напружено-деформованого стану не перевищує (2–8)%. Для корпусів і корпусів стопорних клапанів ЦВТ і ЦСТ напружено-деформований стан співпадає з експериментальними дослідженнями інших авторів, що підтверджує можливість використання запропонованого комплексного підходу.

**Ключові слова:** тепловий стан, напружено-деформований стан, залишковий ресурс, високотемпературні елементи парової турбіни, ротор, корпус, циліндр високого тиску, циліндр середнього тиску.

УДК 621.45.038

**Перспективні способи плівкового охолодження: вплив прискорення основного потоку** [Текст] / А. А. Халатов, І. І. Борисов, М. В. Безлюдна, Н. А. Панченко, Ю. Я. Дашевський // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 56–62. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлені результати експериментального дослідження по впливу прискорення основного потоку на ефективність плівкового охолодження плоскої поверхні за допомогою систем похилих отворів, розташованих у поглибленнях різної форми, а також системою парних отворів. Прискорення основного потоку знижує середню ефективність плівкового охолодження для всіх досліджених варіантів. Найбільш помітний вплив прискорення потоку проявляється для системи отворів в «кратерах» і системи парних отворів, а для системи отворів в сферичних поглибленнях і в траншеї цей фактор практично не має впливу. Проведено узагальнення даних, запропоновані відносні функції обліку впливу прискорення потоку.

**Ключові слова:** плівкове охолодження, перспективні способи, прискорення зовнішнього потоку.

УДК 621.438:621.45.038.3

**Комплексний метод розрахунку систем охолодження роторів газових турбін** [Текст] / О. І. Тарасов, Чан Конг Шанг, О. О. Литвиненко, І. О. Михайлова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 63–68. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано комплексний метод розрахунку систем охолодження газових турбін на основі зрощування методу розрахунку гідравлічних мереж і методу розрахунку течії і теплообміну в'язкої стисливої рідини. Показана можливість його використання для вирішення практичних завдань охолодження роторів газових турбін, що мають складний конфігурації внутрішніх порожнин. Результати

розрахунку свідчать, що обидва методи дають близькі значення параметрів охолоджуючої середовища, при цьому комплексний метод є більш інформативним.

**Ключові слова:** газова турбіна, ротор турбіни, система охолодження, коефіцієнт тепловіддачі, витрата повітря.

УДК 621.438-226.2:536.24

**Вплив орієнтації рядів отворів на циліндричній ділянці вхідної кромки на ефективність плівкового охолодження** [Текст] / В. Ю. Петельниц, Д. М. Письменний, Ю. Я. Дашевский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 69–75. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведено результати чисельного моделювання плівкового охолодження пластини з трьохрядною системою циліндричних отворів на вхідній циліндричній ділянці з радіальною системою отворів при різних кутах відхилення бокового отвору та з системою паралельних отворів. Розглянуто три варіанти систем радіальних отворів з різними кутами відхилення бокового отвору від центральної лінії ( $\alpha$ ): 15, 30 і 45°. Розміри розрахункової моделі та початкові дані були прийняті характерними для робочої лопатки турбіни високого тиску. Порівняння всіх варіантів моделювання проводилося за осередненої ефективності плівкового охолодження для параметра вдуву від 0,5 до 2,0. Проведено порівняльний аналіз ефективності плівкового охолодження, як ділянки вхідної кромки, так і плоскої поверхні. Моделювання виконано за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX.

**Ключові слова:** плівкове охолодження, параметр вдуву, вхідна кромка, система охолодження, чисельне моделювання.

УДК 621.165

**Охолодження парових турбін** [Текст] / Б. А. Аркадьєв // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 76–85. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.

Викладено основні принципи охолодження високотемпературних парових турбін та конструкційні рішення, закладені при створенні першої в світі охолоджуваної парової турбіни СКР-100 (Р-100-300), а також деякі результати її експлуатації і висновки з них. Ця турбіна потужністю 100 МВт з початковими параметрами пари близько 30 МПа, 650 °С та протитиском 3 МПа, була виготовлена Харківським турбінним заводом у 1961 році і успішно працювала на Каширській ДРЕС до 1979 року, коли була виведена з експлуатації у цілком робочому стані.

**Ключові слова:** надкритичні параметри пари, охолодження парових турбін, турбіна СКР-100, досвід експлуатації, перспективи використання.

УДК 621.165:532.6

**Методи проектування турбін осьового типу для когенераційної установки ORC, яка використовує в якості робочого тіла силікатне масло (MDM)** [Текст] / Р. Русанов, П. Клонович, А. Русанов, П. Лампарт, Л. Енджиевски, Л. Витановски // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й уст. Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 86–100. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено алгоритми проектування проточних частин турбін осьового типу. Алгоритм базується на використанні математичних моделей різних рівнів складності - від 1D до 3D. Опис геометрії проточних частин виконується за допомогою методів аналітичного профілювання, початковими даними для яких служить обмежене число параметричних величин. Модель 3D турбулентної течії реалізована в програмному комплексі *IPMFlow*, який є розвитком програм *FlowER* і *FlowER-U* та програмному комплексі *ANSYS*. Представлені приклади розроблених проточних частин турбін енергетичних машин потужністю 500 кВт.

**Ключові слова:** когенераційна установка, органічний цикл Ренкіна, *CFD*, осьова турбіна

УДК 621.165

**Про вплив на характеристики вихідних дифузорів числа Маха за останнім ступенем турбіни** [Текст] / Ю. О. Юдін, В. П. Суботович, О. Ю. Юдін, С. О. Темченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 101–105. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконані розрахункові дослідження за допомогою *CFD* двох вісесиметричних вісерадіальних дифузорів, характерних для вихлопних патрубків парових турбін, в широкому діапазоні зміни тиску на



виході дифузорів при наявності надбандажної витоки. Показано, що коефіцієнти повних втрат досліджених дифузорів, що істотно відрізняються на дозвукових режимах, мають близькі значення на навколосзвукових швидкостях потоку. Визначено коефіцієнти внутрішніх втрат і з вихідною швидкістю, характер течії в дифузорах. Отримані результати дозволять в деякій мірі доповнити базу даних проектувальників, що вирішують задачі конструювання дифузорів вихідних патрубків для швидкостей потоку близьких до швидкості звуку.

**Ключові слова:** останній ступінь турбіни, вихідний дифузор, число Маха, коефіцієнти втрат.

УДК 621:518.5

**Багатокритеріальний синтез систем керування енергоблоку АЕС з використанням лабораторії методів оптимізації OPTLAB [Текст] / В. П. Северин, О. М. Нікуліна, Д. А. Лютенко, О. Ю. Бобух // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 106–111. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.**

Розглянута лабораторія методів оптимізації, яка побудована на принципах модульності, простоти та надійності. Виконаний синтез оптимальних систем керування для ядерного реактора, парогенератора та парової турбіни, а також систем автоматичної підтримки нейтронної потужності та тиску пари перед турбіною для нормальних режимів експлуатації енергоблоку.

**Ключові слова:** енергоблок, система автоматичного керування, багатокритеріальний синтез, векторна оптимізація.

УДК 536.7

**Огляд методик аналізу теплового стану ротора турбогенератора з безпосереднім охолодженням воднем [Текст] / К. О. Кобзар, П. Г. Гакал, Е. О. Овсянникова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 112–117. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.**

У статті проводиться огляд методик, що використовуються при аналізі теплового стану ротора турбогенератора, наведено їх переваги та недоліки. Обґрунтовано необхідність аналізу температурного поля ротора турбогенератора з безпосереднім охолодженням воднем. Описується метод кінцевих елементів в додатку до вирішення задачі, пов'язаної з визначенням теплового стану ротора турбогенератора. Розглядаються моделі теплопередачі (граничні умови III-го роду), призначені для замикання математичної моделі теплового стану ротора турбогенератора.

**Ключові слова:** турбогенератор, ротор, обмотка, тепловий стан.

УДК 621.515

**Розширення діапазону стійкої роботи ступеня відцентрового компресора завдяки вдугу робочого середовища у безлопатковому дифузорі [Текст] / М. В. Калінкевич, О. М. Щербаков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 118–125. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.**

У роботі представлені результати експериментального дослідження вдугу в безлопатковому дифузорі ступеня відцентрового компресора. Дослідження виконувалися на аеродинамічному стенді ПАТ «СНВО ім. Фрунзе». Вдуг здійснювався в радіальному напрямку, вдугане повітря підводилося від зовнішнього джерела. При проведенні експериментальних досліджень визначався вплив витрати вдуганого повітря на межу виникнення помпажу, а також на безрозмірні характеристики ступеня. Було доведено, що вдуг у безлопатковому дифузорі дозволяє розширити діапазон стійкої роботи ступеня в області малих продуктивностей.

**Ключові слова:** відцентровий компресор, безлопатковий дифузор, діапазон стійкої роботи, помпаж, вдуг.

УДК. 621.515

**Досвід розрахунку течії газу в ступенях відцентрових компресорів у програмному комплексі ANSYS CFX з урахуванням реальних властивостей стисливого середовища [Текст] / О. М. Нефедов, А. В. Скорик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 126–130. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.**

У статті наведено результати числового моделювання течії природного газу в відцентровому компресорі високого тиску із застосуванням моделі ідеального газу і моделі реального газу Соаве – Редліха – Квонга. Зіставлення результатів розрахунку з експериментом підтверджує доцільність врахування реальних властивостей газу при моделюванні течії в таких компресорах. Подальше

уточнення розрахункової моделі може бути направлено на моделювання течії з урахуванням зазорів між статорними і роторними елементами компресора, вплив яких на характеристики компресорів високого тиску особливо значний.

**Ключові слова:** відцентровий компресор, числове моделювання, рівняння стану реального газу.

УДК 621.515

**Розрахунково-експериментальне дослідження впливу немодельних змін в геометрії проточної частини середньовитратного ступеня відцентрового компресора** [Текст] / А. О. Мірошніченко, О. А. Обухов, В. П. Парафійник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 131–140. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті представлені результати фізичного та числового дослідження сімейства середньовитратних ступенів відцентрового компресора. Виконано аналіз впливу суттєвих немодельних змін ширини робочих каналів в меридіональному перетині проточної частини ступеня на зсув і зміну форми його газодинамічних характеристик. Результати проведених розрахунково-експериментальних досліджень дозволяють при подальшому проектуванні ступенів із внесенням немодельних змін прогнозувати з достатньою для технічних розрахунків точністю зсув інтегральних газодинамічних характеристик по умовному коефіцієнту витрати.

**Ключові слова:** ступінь відцентрового компресора, проточна частина, немодельні зміни, розрахункова гідродинаміка, інтегральні газодинамічні характеристики.

УДК 534.1 : 539.3

**Дослідження напруженого стану валопроводів турбін при коротких замиканнях** [Текст] / Н. Г. Гармаш // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 141–145. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено дослідження напруженого стану в найбільш небезпечних перетинах роторів валопроводів при крутильних коливаннях, викликаних раптовими навантаженнями ротора генератора. Розглядалися двофазні і трифазні короткі замикання з різною тривалістю дії електромагнітних моментів. Розрахунки проводилися за допомогою програмного комплексу, створеного на основі методу скінченних елементів з використанням стержневих розрахункових моделей.

**Ключові слова:** валопровод, турбоагрегат, крутильні коливання, коротке замикання, пошкодженість.

УДК 624.07:534.1

**Дослідження можливості використання існуючого вузла статор – спіральна камера турбіни РО230/821 для умов експлуатації насос-турбіни ОРО230-В-221** [Текст] / К. М. Ровний // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 146–150. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Предметом дослідження в даній роботі є аналіз напружено-деформованого стану існуючих закладних частин – статора і спіральної камери гідротурбінного агрегату РО230/821-В-224 для умов роботи насос-турбіни ОРО230-В-221. Зроблено висновок щодо можливості використання цього вузла гідроагрегату для насос-турбіни.

**Ключові слова:** метод скінчених елементів, система статор-спіральна камера, насос-турбіна, обстеження методами неруйнівного контролю.

УДК 621.165

**Підвищення надійності експлуатації живильних насосів деаераційних установок паротурбінних блоків електростанцій** [Текст] / М. М. Нечуйвітер, І. Г. Шелепов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 151–155. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

В статті розглядаються питання підвищення ефективності експлуатації живильних насосів деаераційних установок паротурбінних блоків теплових електростанцій шляхом визначення та управління динамічним кавітаційним запасом живильного нагнітача при роботі деаератора на ковзному тиску. На основі аналізу існуючих досліджень перехідних режимів роботи живильного деаераційного вузла на ковзному тиску гріючої пари виявлені технічні можливості підвищення надійності роботи останнього, зокрема, живильного насосу.

**Ключові слова:** паротурбінна установка, деаератор, живильний насос, ковзний тиск, динамічний запас на кавітацію, надійність, економічність енергетичного блоку.

УДК 697.317

**Впровадження енергоефективних рішень із використанням місцевих та відновлювальних джерел енергії при теплозабезпеченні навчальних закладів в умовах України [Текст] / В. А. Волощук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 156–165. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.**

В роботі пропонується та обґрунтовується можливість впровадження енергоефективних рішень з теплозабезпечення типового навчального закладу в умовах України. На основі розроблених методологічних підходів зроблена кількісна оцінка та оптимізація комплексного рішення, а також алгоритм його реалізації, що враховує і влаштування власного джерела теплоти із використанням біопалива і підсилення теплозахисту огорожувальних конструкцій будівель.

**Ключові слова:** теплозабезпечення, тепла ізоляція, біопаливо, оптимізація.

## РЕФЕРАТЫ

УДК 621.165

**Разработка проточной части ЦВСД паровой турбины К-1250 на основе методов расчета трехмерных вязких течений [Текст] / А. В. Русанов, А. Л. Шубенко, В. Л. Швецов, А. В. Сенецкий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 7–16. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.**

Представлены результаты расчётных исследований трёхмерных течений в проточной части ЦВСД новой паровой турбины К-1250 ОАО «Турбоатом» для блока атомных электростанций. Численные исследования выполнены с помощью программного комплекса *IPMFlow*. Проточная часть ЦВСД К-1250 спроектирована с использованием разработанного в ИПМаш НАН Украины метода параметризации и аналитического профилирования лопаток. Показано, что в предлагаемом ЦВСД за счет применения современных подходов к профилированию лопаточных аппаратов, а также формированию меридиональных обводов КПД проточных частей ЦВД и ЦСД без учёта отборов пара составил 96,6 и 96,4 %, соответственно.

**Ключевые слова:** паровая турбина, цилиндр высокого давления (ЦВД), цилиндр среднего давления (ЦСД), проточная часть, пространственное течение, направляющие и рабочие лопатки, моделирование ступеней турбины.

УДК 621.165

**Особенности выбора геометрических углов входа и углов установки в задачах оптимального проектирования осевых турбин [Текст] / А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 17–22. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.**

Выполнено исследование влияния геометрического угла входа рабочих решёток и угла натекания потока на эффективность активных решёток. Обоснована необходимость включения геометрического угла входа в число оптимизируемых параметров при оптимальном проектировании проточной части осевых турбин. Приведены графики зависимости коэффициента скорости от угла натекания потока при различных геометрических углах входа.

**Ключевые слова:** оптимизационная задача, активная корневая рабочая решётка, геометрический угол входа рабочих решёток, угол установки, угол атаки, конфузурность канала.

УДК 621.62-13.62-15

**Исследование течения в лабиринтном уплотнении [Текст] / Г. А. Бондаренко, В. Н. Бага // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 23–31. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.**

Представлены результаты численного и физического моделирования лабиринтного уплотнения. Численное исследование проводилось с использованием программного комплекса *Flow Vision*, а физическое – на специальном экспериментальном стенде. Выполнен ряд исследований влияния режимных и некоторых геометрических параметров на работу лабиринтного уплотнения: перепада уплотняемого давления, частоты вращения вала, радиального зазора, и др. Установлена зависимость условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от частоты вращения вала, величины отношения давления перед и за уплотнением. Показано влияние распределения давления по длине уплотнения на его условный коэффициент расхода  $\mu$ .

**Ключевые слова:** лабиринтное уплотнение, экспериментальный стенд, условный коэффициент расхода, структура потока.

УДК 621.165

**Аэроупругие колебания лопаточного венца турбомашин в трехмерном потоке вязкого газа** [Текст] / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, А. А. Колесник // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 32–40. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлен метод решения связанной аэроупругой задачи, позволяющий прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток в трёхмерном потоке вязкого газа, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надёжности лопаточных аппаратов турбомашин. Достоверность расчетных результатов подтверждается сопоставлением с экспериментом для 11-й стандартной конфигурации. Численный анализ связанных колебаний подтвердил для данного режима аэродемпфирование при взаимодействии первых шести собственных форм.

**Ключевые слова:** вязкий поток, лопаточный венец турбины, автоколебания, связанная аэроупругая задача, численное моделирование.

УДК 62.135

**Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД** [Текст] / В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 41–49. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Построена численная модель и выполнено численное исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД мощной паровой турбины, включающего последнюю ступень с предвключенным межступенчатым зазором, выхлопной патрубком, камеру влагоудаления, переходной патрубком. В качестве рабочего тела использован влажный пар с табличными параметрами. Обсуждается влияние надбандажной протечки в последней ступени, инъекции влажного пара через щель обечайки диффузора.

**Ключевые слова:** последняя ступень ЦНД, система влагоудаления, осерадиальный диффузор, выхлопной патрубок, влажный пар, численное моделирование, аэродинамические, энергетические характеристики.

УДК 621.165.62-192

**Сравнение расчётных и экспериментальных данных напряжённо-деформированного состояния элементов турбины К-200-130** [Текст] / О. Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 50–55. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

Результаты расчётной оценки теплового и напряжённо-деформированного состояния высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт, проведённые по разработанному комплексному подходу с учётом ремонтно-восстановительных выборок в металле роторов, корпусов, корпусов клапанов ЦВД и ЦСД, были сопоставлены с данными экспериментальных и расчётных исследований других авторов. Расхождение по температуре для роторов не превышает (1–5)%, а по напряжённо-деформированному состоянию не превышает (2–8)%. Для корпусов и корпусов стопорных клапанов ЦВД и ЦСД напряжённо-деформированное состояние совпадает с экспериментальными исследованиями других авторов, что подтверждает возможность использования предложенного комплексного подхода.

**Ключевые слова:** тепловое состояние, напряжённо-деформированное состояние, остаточный ресурс, высокотемпературные элементы паровой турбины, ротор, корпус, цилиндр высокого давления, цилиндр среднего давления.

УДК 621.45.038

**Перспективные способы пленочного охлаждения: влияние ускорения основного потока** [Текст] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, М. В. Безлюдная, Н. А. Панченко, Ю. Я. Дашевский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 56–62. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлены результаты экспериментального исследования по влиянию ускорения основного потока на эффективность пленочного охлаждения плоской поверхности с помощью систем наклонных отверстий, расположенных в углублениях различной формы, а также системой парных отверстий. Ускорение основного потока снижает среднюю эффективность пленочного охлаждения для всех исследованных вариантов. Наиболее заметное влияние ускорение потока проявляется для системы

отверстий в «кратерах» и системы парных отверстий, а для системы отверстий в сферических углублениях и в траншее этот фактор практически не оказывает влияние. Проведено обобщение данных, предложены относительные функции учета влияния ускорения потока.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, перспективные способы, ускорение внешнего потока.

УДК 621.438:621.45.038.3

**Комплексный метод расчета систем охлаждения роторов газовых турбин [Текст] / А. И. Тарасов, Чан Конг Шанг, О. А. Литвиненко, И. А. Михайлова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 63–68. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.**

Предложен комплексный метод расчета систем охлаждения газовых турбин на основе сращивания метода расчета гидравлических сетей и метода расчета течения и теплообмена вязкой сжимаемой жидкости. Показана возможность его использования для решения практических задач охлаждения роторов газовых турбин, имеющих сложной конфигурации внутренних полостей. Результаты расчета свидетельствуют, что оба метода дают близкие значения параметров охлаждающей среды, при этом комплексный метод является более информативным.

**Ключевые слова:** газовая турбина, ротор турбины, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи, расход воздуха.

УДК 621.438-226.2:536.24

**Влияние ориентации рядов отверстий на цилиндрическом участке входной кромки на эффективность пленочного охлаждения [Текст] / В. Ю. Петельчиц, Д. Н. Письменный, Ю. Я. Дашевский // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 69–75. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.**

Представлены результаты численного моделирования пленочного охлаждения пластины с трехрядной системой цилиндрических отверстий на входном цилиндрическом участке с радиальной системой отверстий с разными углами отклонения бокового отверстия и с системой параллельных отверстий. Рассмотрены три варианта систем радиальных отверстий с разными углами отклонения бокового отверстия от центральной линии ( $\alpha$ ): 15, 30 и 45°. Размеры расчётной модели и исходные данные были приняты характерными для рабочей лопатки турбины высокого давления. Сравнение всех вариантов моделирования производилось по эффективности пленочного охлаждения для параметров ддува от 0,5 до 2,0. Проведен сравнительный анализ эффективности пленочного охлаждения, как участка входной кромки, так и последующего плоского участка. Моделирование выполнено с помощью программного комплекса *ANSYS CFX*.

**Ключевые слова:** пленочное охлаждение, параметр ддува, входная кромка, система охлаждения, численное моделирование.

УДК 621.165

**Охлаждение паровых турбин [Текст] / Б. А. Аркадьев // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 76–85. – Бібліогр.: 16 назв. – ISSN 2078-774X.**

Изложены основные принципы охлаждения высокотемпературных паровых турбин и конструктивные решения, заложенные при создании первой в мире охлаждаемой паровой турбины СКР-100 (Р-100-300), а также некоторые результаты её эксплуатации и выводы из них. Эта турбина мощностью 100 МВт на начальные параметры пара около 30 МПа, 650 °С с противодавлением 3 МПа была изготовлена Харьковским турбинным заводом в 1961 г. и успешно работала на Каширской ГРЭС до 1979 г., когда была выведена из эксплуатации во вполне рабочем состоянии.

**Ключевые слова:** суперкритические параметры пара, охлаждение паровых турбин, турбина СКР-100, опыт эксплуатации, перспективы использования.

УДК 621.165:532.6

**Методы проектирования турбин осевого типа для когенерационной установки ORC, использующая в качестве рабочего тела силикатное масло (MDM) [Текст] / Р. Русанов, П. Клонович, А. Русанов, П. Лампарт, Л. Енджиевски, Л. Витановски // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 86–100. – Бібліогр.: 28 назв. – ISSN 2078-774X.**

Представлены алгоритмы проектирования проточных частей турбин осевого типа. Алгоритм основан на использовании математических моделей различных уровней сложности – от 1D до 3D. Описание геометрии проточных частей выполняется с помощью методов аналитического профилирования, исходными данными для которых служит ограниченное число параметрических величин. Модель 3D турбулентного течения реализована в программном комплексе *IPMFlow*, который является развитием программ *FlowER* и *FlowER-U* и программном комплексе *ANSYS*. Представлены примеры разработанных проточных частей турбин энергетических машин мощностью 500 кВт.

**Ключевые слова:** когенерационная установка, органический цикл Ренкина, *CFD*, осевая турбина.

УДК 621.165

**О влиянии на характеристики выходных диффузоров числа Маха за последней ступенью турбины** [Текст] / Ю. А. Юдин, В. П. Субботович, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 101–105. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Выполнены расчетные исследования с помощью *CFD* двух осесимметричных осерадиальных диффузоров, характерных для выхлопных патрубков паровых турбин, в широком диапазоне изменения давления на выходе диффузоров при наличии надбандажной протечки. Показано, что коэффициенты полных потерь исследованных диффузоров, существенно отличающиеся на дозвуковых режимах, имеют близкие значения на околосзвуковых скоростях потока. Определены коэффициенты внутренних потерь и с выходной скоростью, характер течения в диффузорах. Полученные результаты позволят в некоторой степени дополнить базу данных проектировщиков, решающих задачи конструирования диффузоров выходных патрубков для скоростей потока близких к скорости звука.

**Ключевые слова:** последняя ступень турбины, выходной диффузор, число Маха, коэффициенты потерь.

УДК 621:518.5

**Многокритериальный синтез систем управления энергоблока АЭС с использованием лабораторий методов оптимизации OPTLAB** [Текст] / В. П. Северин, Е. Н. Никулина, Д. А. Лютенко, Е. Ю. Бобух // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 106–111. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Рассмотрена лаборатория методов оптимизации, которая построена на принципах модульности, простоты и надежности. Выполнен синтез оптимальных систем управления для ядерного реактора, парогенератора и паровой турбины, а также систем автоматического поддержания нейтронной мощности и давления пара перед турбиной для нормальных режимов эксплуатации энергоблока.

**Ключевые слова:** энергоблок, системы автоматического управления, многокритериальный синтез, векторная оптимизация.

УДК 536.7

**Обзор методик анализа теплового состояния ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом** [Текст] / К. А. Кобзарь, П. Г. Гакал, Е. А. Овсянникова // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 112–117. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье проводится обзор методик, использующихся при анализе теплового состояния ротора турбогенератора, приводятся их достоинства и недостатки. Обоснована необходимость анализа температурного поля ротора турбогенератора с непосредственным охлаждением водородом. Описывается метод конечных элементов в приложении к решению задачи, связанной с определением теплового состояния ротора турбогенератора. Рассматриваются модели теплопередачи (граничные условия III-го рода), предназначенные для замыкания математической модели теплового состояния ротора турбогенератора.

**Ключевые слова:** турбогенератор, ротор, обмотка, тепловое состояние.

УДК 621.515

**Расширение диапазона устойчивой работы ступени центробежного компрессора за счёт вдува рабочей среды в безлопаточном диффузоре** [Текст] / Н. В. Калинкевич, О. Н. Щербаков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 118–125. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе представлены результаты экспериментального исследования вдува в безлопаточном диффузоре ступени центробежного компрессора. Исследования проводились на аэродинамическом стенде ПАО «СНПО им. Фрунзе». Вдув осуществлялся в радиальном направлении, вдуваемый воздух подавался от внешнего источника. При проведении экспериментальных исследований определялось влияние расхода вдуваемого воздуха на границу возникновения помпажа, а также на безразмерные характеристики ступени. Было доказано, что вдув в безлопаточном диффузоре позволяет расширить диапазон устойчивой работы ступени в области малых производительностей.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, безлопаточный диффузор, диапазон устойчивой работы, помпаж, вдув.

УДК. 621.515

**Опыт расчёта течения газа в ступенях центробежных компрессоров в программном комплексе ANSYS CFX с учётом реальных свойств сжимаемой среды** [Текст] / А. Н. Нефедов, А. В. Скорик // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 126–130. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье представлены результаты численного моделирования течения природного газа в центробежном компрессоре высокого давления с применением модели идеального газа и модели реального газа Соаве – Редлиха – Квонга. Сопоставление результатов расчета с экспериментом подтверждает целесообразность учета реальных свойств газа при моделировании течения в таких компрессорах. Дальнейшее уточнение расчетной модели может быть направлено на моделирование течения с учетом зазоров между статорными и роторными элементами компрессора, влияние которых на характеристики компрессоров высокого давления особенно значительное.

**Ключевые слова:** центробежный компрессор, численное моделирование, уравнение состояния реального газа.

УДК 621.515

**Расчетно-экспериментальное исследование влияния немодельных изменений в геометрии проточной части среднерасходной ступени центробежного компрессора** [Текст] / А. А. Мирошниченко, А. А. Обухов, В. П. Парафейник / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 131–140. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье представлены результаты физического и численного исследования семейства среднерасходных ступеней центробежного компрессора. Выполнен анализ влияния существенных немодельных изменений ширины рабочих каналов в меридиональном сечении проточной части ступени на смещение и изменение формы её газодинамических характеристик. Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований позволяют при дальнейшем проектировании ступеней с внесением немодельных изменений прогнозировать с достаточной для технических расчетов точностью смещение интегральных газодинамических характеристик по условному коэффициенту расхода.

**Ключевые слова:** ступень центробежного компрессора, проточная часть, немодельные изменения, вычислительная гидродинамика, интегральные газодинамические характеристики.

УДК 534.1 : 539.3

**Исследование напряженного состояния валопроводов турбин при коротких замыканиях** [Текст] / Н. Г. Гармаш // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 15(1124). – С. 141–145. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведены исследования напряженного состояния в наиболее опасных сечениях роторов валопроводов при крутильных колебаниях, вызванных внезапными нагрузками ротора генератора. Рассматривались двухфазные и трехфазные короткие замыкания с различной продолжительностью действия электромагнитных моментов. Расчеты проводились с помощью программного комплекса, созданного на основе метода конечных элементов (МКЭ) с использованием стержневых расчетных моделей.

**Ключевые слова:** валопровод, турбоагрегат, крутильные колебания, короткое замыкание, повреждаемость.

УДК 624.07:534.1

**Исследование возможности использования существующего узла статор-спиральная камера турбины РО230/821 для условий эксплуатации насос-турбины ОРО230-В-221** [Текст] / К. Н. Ровный // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 146–150. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Предметом исследования в данной работе является анализ напряженно-деформированного состояния существующих закладных частей – статора и спиральной камеры гидротурбинного агрегата РО230/821-В-224 для условий работы насос-турбины ОРО230-В-221. Сделан вывод относительно возможности использования этого узла гидроагрегата для насос-турбины.

**Ключевые слова:** метод конечных элементов, система статор-спиральная камера, насос-турбина, обследование методами неразрушающего контроля.

УДК 621.165

**Повышение надежности эксплуатации питательных насосов деаэрационных установок паротурбинных блоков электростанций** [Текст] / М. М. Нечуйвигер, И. Г. Шелепов // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 151–155. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

В статье рассматриваются вопросы повышения эффективности эксплуатации питательных насосов деаэрационных установок паротурбинных блоков тепловых электростанций путем определения и управления динамическим кавитационным запасом питательного насоса при работе деаэратора на скользящем давлении. На основании анализа существующих исследований переходных режимов работы питательно-деаэраторного узла на скользящем давлении греющего пара выявлены технические возможности повышения надежности работы последнего, в частности, питательного насоса.

**Ключевые слова:** паротурбинная установка, деаэратор, питательный насос, скользящее давление, динамический запас на кавитацию, надежность, экономичность энергетического блока.

УДК 697.317

**Внедрение энергоэффективных решений с использованием местных та возобновляемых источников энергии при теплообеспечении учебных заведений в условиях Украины** [Текст] / В. А. Волошук // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХП», 2015. – № 15(1124). – С. 156–165. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X.

В работе предлагается и обосновывается возможность внедрения энергоэффективных решений по теплообеспечению типичного учебного заведения Украины. На основании разработанных методологических подходов произведена количественная оценка и оптимизация комплексного решения, а также алгоритм его реализации, которое учитывает и установку собственного источника теплоты на биотопливе и усиление сопротивления теплопередачи внешних ограждающих конструкций зданий.

**Ключевые слова:** теплообеспечение, тепловая изоляция, биотопливо, оптимизация.

## ABSTRACTS

**Developing the Flow Pass for the Intermediate and High Pressure Cylinders of the Steam Turbine K-1250 Using the Computing Methods of 3-D Viscous Flows** [Text] / A. V. Rusanov, O. L. Shubenko, V. L. Shvetsov, O. V. Senetskyi // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 7–16. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-774X.

The data of the computational analysis of three-dimensional flows in the flow section of intermediate and high pressure cylinders (IHPC) used for the new steam turbine K-1250 built by the PJSC "Turboatom" for the units of nuclear power plants have been given. The numerical investigation was done using the software system IPMFlow. The flow pass of the intermediate and high pressure cylinder IHPC K-1250 was designed using the method of parameterization and analytical profiling of the blades that was developed by IPMash of the National Academy of Sciences of Ukraine. It has been shown that due to use of advanced approaches to the profiling of blade rows and the formation of meridional by-passes the efficiency factor for the flow sections of the high pressure cylinder (HPC) and intermediate pressure cylinder (IPS) for the proposed IHPC made up 96,6 % and 96,4 %, respectively.

**Key words:** steam turbine, high pressure cylinder (HPC), intermediate pressure cylinder (IPC), flow section, dimensional flow, guide blades, turbine rotor blades and the turbine stage simulation.



**Specificity of the Selection of Geometric Angles of Entry and the Angles of Incidence while Solving the Problems of the Optimal Design of Axial Turbines** [Text] / A. V. Boiko, A. P. Usaty, V. S. Barannik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 17–22. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

The influence produced by the geometric angle of entry of working cascades and angle of the flow incidence on the efficiency of active cascades has been investigated. The comparison of the parameters of the root section of the last stage with initial and optimal values of the geometric angle of entry has been given. The need for the relation of the geometric angle of entry to optimized parameters at optimal design of the flow section of axial turbines has been substantiated. The data of the additional investigation carried out using ANSYS/CFX to estimate the joint influence of the geometric angle of entry and the angle of incidence on the efficiency of turbine cascades have been given. The diagrams of the relationship of the velocity coefficient as a function of the angle of flow incidence at different geometric angles of entry have been given. The distribution of the total pressure in cascade channels for the cascade option with the smooth flow incidence and for the option with increased angle of attack was given. For profile cascades operating in the range of the low degrees of the reactivity it was shown that their efficiency can be increased by defining the optimal value for the combination of the degree of channel narrowing and the angle of attack of the flow which differs from zero. A high reliability and the accuracy of the estimation of the velocity coefficients of turbine cascades using the methods developed by KPI has been proved.

**Key words:** optimization problem, active primary working cascade, geometric angle of entry of working cascades, angle of incidence, angle of attack, channel narrowing.

**Studying the Flow in the Labyrinth Sealing** [Text] / G. A. Bondarenko, V. N. Baga // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 23–31. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper is devoted to the studies of labyrinth seals, because advanced system studies were not carried out to a sufficient extent. The efficiency of the centrifugal compressor can be increased by improving the impermeability of internal labyrinth seals. Today we have no rigorous theory of labyrinth seals and the system technique that takes into consideration constructive peculiarities and processes that occur in the labyrinth seals is also not available. The available conceptions are based on the Stodol formula, supplemented by the coefficients that are based on very limited number of test data and those were obtained in conditions far from being real. This paper gives proper consideration to the flow in the labyrinth seals taking into consideration many key operational and geometric parameters. The investigation was carried out using the developed technique for numeric and experimental investigations. The obtained data have been described; some of them were already known to us, in particular the influence of the shaft rate, nonuniformity of the pressure distribution along the seal length, and the values of local flow velocity coefficients, etc.). For the first time the seal was described in detail as a system of holes (slots), defining simultaneously individual characteristics of the slots and comparing them to the integral values of flow rate characteristics. Abnormal phenomena in the flow section of the multislot labyrinth seal in the form of zones with different modes of vortex flow have been revealed. Visual patterns of the flow structure in the seals were obtained. The obtained data can be used for further investigation of labyrinth seals and also for working out recommendations on how to increase their efficiency.

**Key words:** labyrinth seal, physical and numerical simulation, flow rate characteristics and the flow structure.

**Aeroelastic Vibrations of the Blade Ring of the Turbine Machine in the Three-Dimensional Flow of the Viscous Gas** [Text] / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, R. Rzakowski, O. O. Kolisnyk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 32–40. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The method used for the solution of the combined aeroelastic problem that allows for the prediction of the amplitude-frequency spectrum of blade vibrations in the three-dimensional flow of the viscous gas including forced self-excited vibrations and self-induced oscillations to increase the efficiency and reliability of the sets of blades of turbine machines has been presented. The viscous gas flow through the blade ring is described by nonstationary Navier-Stokes equations that are presented in the conservative form of conservation laws. A dynamic analysis uses a model approach and finite element analysis to calculate eigenvibrations and vibration frequencies of the blades. The numerical method is based on the successive integration of aerodynamic equations and those of elastic vibrations of the blades with the information exchange (boundary conditions) at each iteration. The reliability of the computational data is confirmed by the comparison with the experimental data for the 11th standard configuration. The numerical analysis of combined vibrations proved for this mode the availability of the aerodamping at the interaction of the first six eigenvibrations.

**Key words:** viscous flow, turbine blade ring, selfvibrations, combined aeroelastic problem, and the numerical simulation.

**Studying Aerodynamic and Energetic Characteristics of the Exhaust Section of LPC** [Text] / V. L. Shvetsov, I. I. Kozheshkurt, V. A. Konev, V. G. Solodov, A. A. Khandrimailov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 41–49. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

A Numerical model was constructed for the exhaust section of LPC (low pressure cylinder) of a high-powered steam turbine that includes the last stage with the preliminary specified interstage gap and working medium sampling system, free exhaust branch pipe and moisture removal chamber and the reducing sleeve. The wet steam with tabular parameters was used as a working medium. The numerical investigation of aerodynamic and energetic characteristics of the exhaust section in the nominal mode was carried out. The influence produced on the compartment performances by the tip-clearance leakage in the last but one stage and in the last stage, wet steam injection from the moisture removal chamber through the slot of the convex envelope of the diffuser, discharge of the portion of the wet steam from the moisture removal chamber to the collection chamber of the exhaust manifold was brought up for discussion. The efficiency of the steam injection to provide the flow without separation for the convex envelope of the diffuser in the nominal mode of the compartment operation has been shown.

**Key words:** last stage of LPC, moisture removal system, axial-&-radial diffuser, exhaust branch pipe, wet steam, numerical simulation, aerodynamic and energetic characteristics.

**Comparison of the Calculated and Experimental Data of the Mode of Deformation of Turbine Elements K-200-130** [Text] / O. Yu. Chernousenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 50–55. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

The data of the calculated estimate of the thermal state and the mode of the deformation of the high-temperature elements of the steam turbine of 200 MW that were obtained using the developed integrated approach taking into consideration the elimination of the defects in the metal of rotors, housings, and valve bodies of HPC and IPC during the repair and restoration were compared to the data of experimental and calculated studies done by other authors. The difference in temperature for the rotors exceeds no 1 % to 5 % and with regard to the mode of deformation it is in the range of 2 to 8 %. For the housings and stop valve bodies of HPC and IPC the data on the mode of deformation coincide with those of experimental research done by other authors; this allows for the use of the proposed integrated approach.

**Key words:** thermal state, mode of deformation, residual resource, high temperature elements of the steam turbine, rotor, housing, high pressure cylinder, and intermediate pressure cylinder.

**Advanced Methods of the Film Deposition: Influence of the Acceleration of the Main Flow** [Text] / A. A. Khalatov, I. I. Borisov, M. V. Bezludna, N. A. Panchenko, Yu. J. Dashevskyy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 56–62. – Bibliogr.: 11. – ISSN 2078-774X.

The film deposition is widely used for the thermal protection of the blades of advanced high-temperature gas turbines. The acceleration of the main flow is one of the main factors that affect the efficiency of the film deposition of turbomachine blades. The data of experimental investigation of the influence produced by the main flow acceleration on the flat surface film deposition efficiency using the system of inclined slots that are arranged in the cavities of a different shape and also of the influence of the twin-slot system have been given. The acceleration of the main flow reduces the average efficiency of the film deposition for all options studied. The flow acceleration produces the lowest influence for the slot system in spherical cavities and in the trench and this factor produces the strongest effect for the slot system in the "craters" and the twin -slot system. The data summarization allowed for the derivation of relative functions that take into consideration the influence of the flow acceleration on the efficiency of the film deposition.

**Key words:** film deposition, promising ways, and external flow acceleration.

**Integrated Method of the Computation of Cooling Systems for Gas Turbine Rotors** [Text] / A. I. Tarasov, Tran Cong Sang, O. A. Litvinenko, I. A. Mihaylova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 63–68. – Bibliogr.: 2. – ISSN 2078-774X.

The integrated method allows for the simplification of the CFD analysis of the cooling of turbine rotors through the replacement of small-size elements (slots, labyrinth sealing, etc.) by virtual channels that provide the

passage of air from one cavity to the next one. This computation method of the cooling of gas turbines was based on the combination of the method of computation of hydraulic networks and the method of computation of the flow and heat exchange of the viscous compressed liquid. The software CFD-product FLUENT, which allows for the use of individual programs (UDF – user defined function) written by the user using "C" language can be used as a platform for the integrated method. This provides an opportunity for us to compute hydraulic networks using the FLUENT platform instead of the THA software. It has been shown that the integrated method can be used for the solution of practical problems of the cooling of gas turbine rotors with internal cavities of an intricate configuration. Computation results prove that both methods provide similar parameter values of the cooling medium, however the integrated method is more informative.

**Key words:** gas turbine, turbine rotor, cooling system, heat emission coefficient and the air flow-rate.

**Influence Produced by the Orientation of Slot Rows in the Cylindrical Section of the Entrance Edge on the Film Deposition Efficiency [Text] / V. Yu. Petelchyts, D. N. Pysmennyi, Yu. J. Dashevskyy // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 69–75. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.**

The data of the numerical simulation of the film deposition for the plate with the three-row system of cylindrical slots in the inlet cylindrical section with the radial system of slots at different angles of lateral slot deviation and with the system of parallel slots have been given. Consideration was given to the three options of the systems of radial slots at different angles of lateral slot deviation from the central line ( $\alpha$ ): 15°, 30° and 45°. The sizes of the designed model and initial data were assumed to be typical for the working blade of high pressure turbine. All simulation versions were compared in terms of the efficiency of the film deposition for inflation parameters of 0.5 to 2.0. The comparative analysis of the efficiency of the film deposition was carried out both for the entrance edge section and subsequent flat section. The simulation was done using the integrated software ANSYS CFX.

**Key words:** film deposition, inflation parameter, entrance edge, cooling system, and the numerical simulation.

**Cooling Of Steam Turbines [Text] / B. A. Arkadyev // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 76–85. – Bibliogr.: 16. – ISSN 2078-774X.**

The basic principles of the cooling of high-temperature steam turbines, and constructive solution used for the creation of the world's first cooled steam turbine SKR-100 (R-100-300) and some of its operational results and their conclusions are expounded. Principal differences are shown between thermodynamic properties of cooling medium in steam and gas turbines as well as reactive fulfilment prefer of steam turbine cooled cylinder flow parts. Some of the turbine operational results and their conclusions are expounded. This turbine had the power of 100 MW, initial steam parameters about 30 MPa, 650 C, and back pressure 3 MPa. It was created by Kharkov turbine plant in 1961 and ran successfully at Kashira GRES. In 1979 the turbine was taken out of use when it was still fully efficient, because the tree tail turbines where the steam from the turbine SKR-100 put down have concluded their resource. Some dates about constructive features and operating results of super-high pressure turbine cylinders of American unites Philo 6 (General Electrical) and Eddystone 1 (Westinghouse) which were close to SKR-100 in designing initial steam parameters and starting times are cited for comparison. The high reliability and efficiency of the cooling system that was used in the unit SKR-100 turbine super-high pressure cylinder confirm rightfulness and expediency of principles, and constructive solutions lied at its creating. Application of offered approach to multistage turbine cooling is capable to limit using of new more expensive ovenproof materials which are essential in steam generator building for big turbine details and sometime deny them in general.

**Key words:** super-critical steam parameters, steam turbines cooling, turbine SKR-100, operation experience, perspective of using.

**Methods for Design of Axial Turbines for ORC Cogeneration Unit Working with MDM [Text] / R. Rusanov, P. Klonowicz, A. Rusanov, P. Lampart, L. Jędrzejewski, L. Witanowski // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 86–100. – Bibliogr.: 28. – ISSN 2078-774X.**

The paper describes two methods for the design of blading systems of axial turbines for an Organic Rankine Cycle (ORC) cogeneration unit working with silica oil MDM. The algorithms are based on mathematical models of various levels of complexity – from 1D to 3D. Geometry of flow parts is described with the help of analytical methods of profiling using a limited number of parameters. The 3D turbulent flow model is

realised in the software complex IPMFlow, which is developed based on the earlier codes FlowER and FlowER-U, or in software complex ANSYS. Examples of developed turbines for a 500 kW machine are presented.

**Key words:** cogeneration unit, Organic Ranking Cycle, CFD, axial turbine

**Influence of the Mach number on the Performances of the Exit Cone after the Last Turbine Stage** [Text] / Yu. A. Yudin, V. P. Subotovich, A. Yu. Yudin, S. A. Temchenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 101–105. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

Using CFD the computational investigation of two axisymmetric and axiradial cones (diffusers) typical for the exhaust branch pipes of steam turbines was carried out in the wide range of the pressure variation at the entrance of the cones with available tip-clearance leakage. As the pressure decreased the Mach number at the cone entrance increased. It has been established that in subsonic modes the cone with continuous external by-pass without the circular blade had the flow without separation and considerably lower values of loss coefficients in comparison with the diffuser that has a projection of the internal by-pass and the circular blade. At trans-sonic rates the coefficients of total losses of both studied cones are increased reaching the values that exceed 1 and have similar values; however the coefficients of internal losses and exit velocity losses differ significantly. The obtained results allow us to extend somewhat the database for the designers that are involved in the solution of problems related to the design of outlet branch pipes for flow rates approaching the sound velocity.

**Key words:** the last turbine stage, exit cone, Mach number, and loss coefficients.

**A Multicriterion Synthesis of the Control Systems of the Energy Block of Nuclear Power Station Using Laboratory Methods for the OPTLAB Optimization** [Text] / V. P. Severin, O. M. Nikulina, D. A. Lutenko, O. Yu. Bobuh // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 106–111. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

Consideration was given to the laboratory of optimization methods used for the analysis and synthesis of automatic control systems that was designed in the form of the program package based on the principles of the modularity, simplicity, and reliability including the elimination of program code doubling. The laboratory includes the databases of the methods and problems, and the subprograms of the methods of one-dimensional, multidimensional, unconditional, conditional, global and multicriteria optimization, the utilities of methods, tabular and graphic tools used for the optimization process representation and also its conservation. Optimal automatic control systems with traditional and fuzzy regulators for the nuclear reactor, steam generator and steam turbine were synthesized, which allows for the comparison of fuzzy regulators and traditional regulators. Mathematical models of the energy block of nuclear power station were constructed that include the reactor, steam generator, steam turbine and their control systems that interact in normal operation modes and that allows for the system synthesis and for the investigation of different laws of energy block control. Based on the models of automatic control systems of the energy block the regulators for normal operation modes, in particular automatic maintenance of the neutron power and the pressure before the turbine were synthesized.

**Key words:** energy block, automatic control system, multicriterion synthesis, and the vector optimization.

**The Review of the Methods Used for the Analysis of the Thermal State of the Turbo-Generator Rotor with the Intermediate Hydrogen Cooling** [Text] / K. O. Kobzar, P. G. Gakal, O. O. Ovsyannikova // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 112–117. – Bibliogr.: 8. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper provides review of the methods used for the analysis of the thermal state of the turbogenerator including its advantages and drawbacks. The need for the analysis of the temperature field of the turbo-generator rotor with intermediate hydrogen cooling has been substantiated. The method of equivalent circuits has widely been used until recently. However, it allows just for the determination of the average elevation of the temperature of rotor units and it fails to take into consideration the complicated geometry of turbo-generator elements. This method was realized in the computer Solid Works environment. Consideration was given to heat-transfer models (boundary conditions of the third kind) intended for the closure of the mathematical model for the thermal state of the turbo-generator rotor. The formulas used for the determination of heat emission coefficients that describe the heat transfer conditions at the boundaries of the system with cooling medium should be modified and substantiated.

**Key words:** turbo-generator, rotor, winding, and the thermal state.

**Extension of the Range of the Stable Operation of the Stage of the Centrifugal Compressor by Actuating Medium Blowing in the Vaneless Diffuser** [Text] / M. V. Kalinkevych, O. M. Shcherbakov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 118–125. – Bibliogr.: 10. – ISSN 2078-774X.

This paper gives the results of the experimental investigation of the blowing in the vaneless diffuser used for the centrifugal compressor stage. The investigation was carried out using the aerodynamic test bench of the PJSC "Frunze Scientific and Industrial Agglomeration". The blowing was performed in the radial direction; the inflated air was supplied by the external source. The experimental investigation allowed us to determine the influence of the flow rate of the inflated air on the boundary of the surge occurrence and on the dimensionless characteristics of the stage. It has been proved that the blowing in the vaneless diffuser allows us to extend the range of the stable operation of the stage in the domain of low efficiencies.

**Key words:** centrifugal compressor, vaneless diffuser, stable operation range, pumping, and the blowing.

**A Design Experiment of the Gas Flow in the Stages of Centrifugal Compressors Using the Bundled Software ANSYS CFX and Taking into Consideration the Real Properties of the Compressed Medium** [Text] / O. M. Nefedov, A. V. Skoryk // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 126–130. – Bibliogr.: 5. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper gives numerical simulation data for the natural gas flow in the high pressure centrifugal compressor stage for the two different models of the working medium (ideal gas model and real gas model Soave – Redlich – Kwong). Calculated data and available experimental data were compared and the graphic comparison of obtained integral gas-dynamic characteristics was given. The real gas model provided the data that are more or less similar to experimental data, which speaks in favor of its use in comparison with the ideal gas model. It should be noted that at this stage of the experiment the simulation was carried out not taking into consideration the gas flow in the side chambers between the stator and the rotor elements of the compressor, whose influence on the characteristics of the high pressure compressor is especially high.

**Key words:** centrifugal compressor, numerical simulation, and the equation of the state of real gas.

**Experiment-Calculated Investigation of the Influence of Non-Model Changes in the Geometry of the Flow Pass for the Average Flow Rate Stage of the Centrifugal Compressor** [Text] / A. A. Miroshnichenko, A. A. Obuhov, V. P. Parafejnik // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 131–140. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper gives the data of the experiment-calculated investigation of the influence of non-model changes in the meridional section of the average consumption stage of the centrifugal compressor. Two stages were tested experimentally: the basic stage and the meridional section stage. The numerical simulation was carried out using the methods of computational hydrodynamics and applied bundled software ANSYS CFX. The purpose of the simulation was to obtain the information on the changes in the shape of the curves of integral gas dynamic characteristics and stable operation zone of the stage at more fundamental non-model changes in the flow-pass width in the meridional section. The results of the experiment-calculated investigations allow for the prediction of the shift of integral gas dynamic characteristics in terms of the flow coefficient and a change in their form with the accuracy that is high enough for engineering calculations required for the further design of centrifugal compressor stages introducing non-model changes into the flow pass geometry.

**Key words:** centrifugal compressor stage, flow pass, non-model changes, computational hydrodynamics, and integral gas dynamic characteristics.

**Studying the Stressed State of the Turbine Shafting at Short-Circuit** [Text] / N. G. Garmash // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 141–145. – Bibliogr.: 7. – ISSN 2078-774X.

The stressed state in the most dangerous sections of shafting rotors at torsional vibrations caused by sudden loading of the generator rotor has been investigated. Consideration was given to transient torsional vibrations of the turbo-unit shafting at two-phase and three-phase short circuits. Shafting sections are simulated using the rods of piecewise constant cross-section with the distributed mass, the rotor discs and flanges are presented as the lumped mass and the moments of inertia. To construct the design models of the rotors we take into consideration all their structural peculiarities, dead load pressure, lumped forces and moments and the kinematic influence of the foundation via the bearings. These loadings can be constant, periodically alternating and/ or arbitrarily assigned in time. The computations were done using the bundled software that was developed

using the method of finite elements with the direct-time integration of motion equations by the step-type Newmark method used to solve problems on induced, bending, longitudinal and torsional vibrations of shafting installed on complicated elastically strained supports. For the junction points of adjacent rotors we take into consideration the rigidity of docking elements and junction imperfections, in particular the radial clearance or the fracture of section axes. The investigations carried out showed that for involved turbo-units the shafting sections between the turbine and the generator are the most dangerous. The obtained data can be used to assess the fatigue damageability of turbine shafting due to the high level of stresses that arise at torsional vibrations caused by short-circuit.

**Key words:** shafting, turbo-unit, torsional vibrations, short circuit, and the damageability.

**Studying the Opportunity of the Use of the Available Stator-Spiral Chamber Unit for the PO230/821 Turbine for the Pump Turbine Operation Conditions** [Text] / **K. N. Rovniy** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 146–150. – Bibliogr.: 6. – ISSN 2078-774X.

This paper is devoted to the analysis of the deflected mode of available embedded parts; in particular the stator and the spiral chamber of the hydroturbine unit PO230/821-B-224 for OPO230-B-221 pump turbine operation conditions. During this investigation we determined displacement and stress fields and revealed stress localization zones. The obtained data were used for the full-scale study of the stator-spiral chamber unit subjected to the visual and nondestructive control. We arrived at a certain conclusion as for the use of the hydroaggregate unit for the pump turbine.

**Key words:** Method of finite elements, stator-spiral chamber system, pump turbine, investigation using the methods of nondestructive control.

**Increasing the Reliability of the Operation of Feed Pumps for the Deaerating Plants of the Steam-Turbine Blocks of Electric Power Stations** [Text] / **M. M. Nechuviter, I. G. Shelepov** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 151–155. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

This paper gives consideration to one of the problems faced by contemporary power engineering in Ukraine, in particular an increase of the economic efficiency, maneuverability, and reliability of the power-generating units of electric power stations when these are operated at variable loadings. Special attention was paid to the issues of the operation of the elements of the flow diagrams of steam turbine units, in particular feed & deaerating plants under the sliding pressure of the heating steam, which is one of the approaches to an increase in the economic efficiency, maneuverability, and the reliability of power-generating units participating in the power control of the energy system. On the grounds of the analysis of available investigations of transient modes of the operation of feed-&deaerating plants under the sliding pressure of the heating steam we managed to reveal technical opportunities for an increase of the operation reliability of the latter, in particular, the feed pump. A criterion of the stable operation of feed pumps and also the conditions that provide efficient operation of feed pumps, when the deaerator operates under the sliding pressure of the heating steam have been determined. The latter is achieved though the control and regulation of the change in the dynamic cavitation margin of the feed pump.

**Key words:** steam turbine unit, deaerator, feed pump, sliding pressure, dynamic cavitation margin, reliability, economic efficiency of the power-generating block.

**Introduction of Energy-Intensive Solutions Using Local and Renewable Energy Sources to Provide Heat for the Institutions of the Education Taking into Consideration Ukrainian Conditions** [Text] / **V.A. Voloshchuk** // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 15(1124). – P. 156–165. – Bibliogr.: 9. – ISSN 2078-774X.

This scientific paper proposes and substantiates the possibility of the introduction of energy-intensive solutions for the heat supply to the typical institution of education in Ukraine. For this purpose methodological approaches were developed at first. On the basis of these approaches we obtained the data of the quantitative analysis of the expediency of the realization of the solution on the additional heat insulation of external enclosures of educational buildings and hostels. Then we studied the possibility of the installation of our own source using the biofuel. As a result the integrated solution and the algorithm for its realization were proposed and this solution allows us to take into consideration the installation of our own heat source operating on the biofuel and to increase the heat transfer resistance for external enclosure structures of the buildings.

**Key words:** heat supply, heat insulation, biofuel and the optimization.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING  
PROCESSES AND EQUIPMENT

<b>Boiko A. V.</b> Turbine-Building Department – 85. Last Decade Epitomes (2005–2015).....	5
<b>Rusanov A. V., Shubenko O. L., Shvetsov V. L., Senetskiy O. V.</b> Developing the Flow Pass for the Intermediate and High Pressure Cylinders of the Steam Turbine K-1250 Using the Computing Methods of 3-D Viscous Flows.....	7
<b>Boiko A. V., Usaty A. P., Barannik V. S.</b> Specificity of the Selection of Geometric Angles of Entry and the Angles of Incidence while Solving the Problems of the Optimal Design of Axial Turbines.....	17
<b>Bondarenko G. A., Baga V. N.</b> Studying the Flow in the Labyrinth Sealing.....	23
<b>Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L. V., Rzakowski R., Kolisnyk O. O.</b> Aeroelastic Vibrations of the Blade Ring of the Turbine Machine in the Three-Dimensional Flow of the Viscous Gas.....	32
<b>Shvetsov V. L., Kozheshkurt I. I., Konev V. A., Solodov V. G., Khandrimailov A. A.</b> Studying Aerodynamic and Energetic Characteristics of the Exhaust Section of LPC.....	41
<b>Chernousenko O. Yu.</b> Comparison of the Calculated and Experimental Data of the Mode of Deformation of Turbine Elements K-200-130.....	50
<b>Khalatov A. A., Borisov I. I., Bezludna M. V., Panchenko N. A., Dashevskyy Yu. J.</b> Advanced Methods of the Film Deposition: Influence of the Acceleration of the Main Flow.....	56
<b>Tarasov A. I., Tran Cong Sang, Litvinenko O. A., Mihaylova I. A.</b> Integrated Method of the Computation of Cooling Systems for Gas Turbine Rotors.....	63
<b>Petelchys V. Yu., Pysmennyi D. M., Dashevskyy Yu. J.</b> Influence Produced by the Orientation of Slot Rows in the Cylindrical Section of the Entrance Edge on the Film Deposition Efficiency.....	69
<b>Arkadyev B. A.</b> Cooling Of Steam Turbines.....	76
<b>Rusanov R., Klonowicz P., Rusanov A., Lampart P., Jędrzejewski L., Witanowski L.</b> Methods for Design of Axial Turbines for ORC Cogeneration Unit Working with MDM.....	86
<b>Yudin Yu. A., Subotovich V. P., Yudin A. Yu., Temchenko S. A.</b> Influence of the Mach number on the Performances of the Exit Cone after the Last Turbine Stage.....	101
<b>Severin V. P., Nikulina O. M., Lutenko D. A., Bobuh O. Yu.</b> A Multicriterion Synthesis of the Control Systems of the Energy Block of Nuclear Power Station Using Laboratory Methods for the OPTLAB Optimization.....	106
<b>Kobzar K. O., Gakal P. G., Ovsyannikova O. O.</b> The Review of the Methods Used for the Analysis of the Thermal State of the Turbo-Generator Rotor with the Intermediate Hydrogen Cooling.....	112
<b>Kalinkevych M. V., Shcherbakov O. M.</b> Extension of the Range of the Stable Operation of the Stage of the Centrifugal Compressor by Actuating Medium Blowing in the Vaneless Diffuser.....	118
<b>Nefedov O. M., Skoryk A. V.</b> A Design Experiment of the Gas Flow in the Stages of Centrifugal Compressors Using the Bundled Software ANSYS CFX and Taking into Consideration the Real Properties of the Compressed Medium.....	126
<b>Miroshnichenko A. A., Obuhov A. A., Parafejnik V. P.</b> Experiment-Calculated Investigation of the Influence of Non-Model Changes in the Geometry of the Flow Pass for the Average Flow Rate Stage of the Centrifugal Compressor.....	131
<b>Garmash N. G.</b> Studying the Stressed State of the Turbine Shafting at Short-Circuit.....	141
<b>Rovniy K. N.</b> Studying the Opportunity of the Use of the Available Stator-Spiral Chamber Unit for the PO230/821 Turbine for the Pump Turbine Operation Conditions.....	146
<b>Nechuiviter M. M., Shelepov I. G.</b> Increasing the Reliability of the Operation of Feed Pumps for the Deaerating Plants of the Steam-Turbine Blocks of Electric Power Stations.....	151
<b>Voloshchuk V. A.</b> Introduction of Energy-Intensive Solutions Using Local and Renewable Energy Sources to Provide Heat for the Institutions of the Education Taking into Consideration Ukrainian Conditions.....	156

НАУКОВЕ ВИДАННЯ  
**ВІСНИК**  
**НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ**  
**«ХП»**

**Збірник наукових праць**

Серія:  
Енергетичні та теплотехнічні  
процеси й устаткування

№ 15(1124)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко  
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

**АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ:** 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП»  
Кафедра турбінобудування.  
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11  
e-mail: [naumenkos@kpi.kharkov.ua](mailto:naumenkos@kpi.kharkov.ua)  
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 15-15.

Підписано до друку 09.04.2015 р. Формат 60x90<sup>1/8</sup>. Папір офсетний 80 г/м<sup>2</sup>.  
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 10,0.  
Наклад 300. Зам. № 1232-15. Ціна договірна.

---

Надруковано ТОВ «Видавництво «Форт»  
Свідоцтво про внесення до Державного реєстру видавців  
ДК № 333 від 09.02.2001р.  
61023, м. Харків, а/с 10325.  
тел. (057) 714-09-08

---