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

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 8(1230) 2017

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків НТУ «ХПІ», 2017 Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – 98 с. – ISSN 2078-774Х.

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 рішенням Атестаційної колегії МОН України щодо діяльності спеціалізованих вчених рад, від 07 жовтня 2015 р. Наказ № 1021 (додаток 11).

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

- Л. Л. Товажнянський, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ (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. НАНУ;
- 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. Єпіфанов, 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.;

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: А. М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.; В. І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.;

- S. Yershov, д-р техн. наук, проф. (USA); О. В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.;
- Р. Ligrani, д-р техн. наук, проф. (USA); Ю. М. Мацевитий, д-р техн. наук, дійсний чл. НАНУ;
- S. Nick, д-р техн. наук, проф. (UK); А. В. Русанов, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ;
- R. Rzadkowski, д-р техн. наук, проф. (Poland); 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., дійсний чл. НАНУ; О. Ю. Черноусенко, д-р техн. наук, проф.;
- О. Л. Шубенко, д-р техн. наук, проф., чл.-кор. НАНУ

Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування», включений у довідник періодичних видань баз даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), Google Scholar, Index Copernicus.

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 3 від 24 березня 2017 р.

NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY "KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE"

BULLETIN

OF THE NATIONAL TECHNICAL UNIVERSITY "KHARKIV POLYTECHNIC INSTITUTE"

Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment

№ 8(1230) 2017

Collected Works

The publication was founded in 1961

Kharkiv NTU "KhPI", 2017 **Bulletin of the NTU "KhPI".** Collected Works. Series: Power and Heat Engineering Processes and Equipment. – Kharkiv : NTU "KhPI". – 2017. – No 8(1230). – 98 p. – ISSN 2078-774X.

State edition Certificate of State Committee of Ukraine for Information Policy KB No 5256 from July 2, 2001

The collection is published in Ukrainian and Russian.

The Bulletin of the National Technical University "KPI" is put on "The List of Scientific Professional Editions of Ukraine that publish the data of theses for the degree of candidate of sciences and the degree of doctor" approved by the Decision of the Certifying Board of the Ministry of Education and Science of Ukraine as to the Activities of Special Academic Councils of 07 Octeber 2015. Order No 1021 (Supplement No 11).

Coordinating Board:

- L. L. Tovazhnyanskyy, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine (chief);
- K. A. Gorbunov, Ph.D., Associate Prof. (secretary);
- A. P. Marchenko, D.Sc., Prof.; Ye. I. Sokol, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine;
- E. E. Aleksandrov, D.Sc., Prof.; A. V. Boiko, D.Sc., Prof.;
- F. F. Gladkiy, D.Sc., Prof.; M. D. Godlevskiy, D.Sc., Prof.;
- A. I. Grabchenko, D.Sc., Prof.; V. G. Danko, D.Sc., Prof.;
- V. D. Dmitrienko, D.Sc., Prof.; I. F. Domnin, D.Sc., Prof.;
- V. V. Epifanov, Ph.D., Prof.; Yu. I. Zaytsev, Ph.D., Prof.;
- P. A. Kachanov, D.Sc., Prof.; V. B. Klepikov, D.Sc., Prof.;
- S. I. Kondrashov, D.Sc., Prof.; V. I. Kravchenko, D.Sc., Prof.;
- G. V. Lisachuk, D.Sc., Prof.; O. K. Morachkovsky, D.Sc., Prof.;
- V. I. Nikolaenko, Ph.D., Prof.; P. G. Pererva, D.Sc., Prof.;
- V. A. Pulyaev, D.Sc., Prof.; M. I. Rishchenko, D.Sc., Prof.;
- V. B. Samorodov, D.Sc., Prof.; G. M. Suchkov, D.Sc., Prof.;
- M. A. Tkachuk, D.Sc., Prof.

Editorial Board:

Editor: A. V. Boiko, D.Sc., Prof. Secretary: Yu. A. Yudin, Ph.D., Prof.

Members of the editorial board: A. M. Ganzha, D.Sc., Prof.; V. I. Gnesin, D.Sc., Prof.;

S. Yershov, D.Sc., Prof. (USA); A. V. Yefimov, D.Sc., Prof.;

P. Ligrani, D.Sc., Prof. (USA); Yu. M. Matsevity, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;

S. Nick, D.Sc., Prof. (UK); A. V. Rusanov, D.Sc., corresponding member NAS of Ukraine;

- R. Rzadkowski, D.Sc., Prof. (Poland); M. O. Tarasenko, Ph.D., Prof.; A. I. Tarasov, D.Sc., Prof.;
- A. P. Usaty, D.Sc., Prof.; A. A. Khalatov, D.Sc., Prof., Academician of the NAS of Ukraine;

O. Yu. Chernousenko, D.Sc., Prof.; O. L. Shubenko, D.Sc., Prof., corresponding member NAS of Ukraine

Bulletin of the National Technical University "KhPI" series "Power and Heat Engineering Processes and Equipment" included in the directory databases of periodicals "Ulrich's Periodicals Directory" (New Jersey, USA), Google Scholar, Index Copernicus.

Recommended for publication by the Academic Council of NTU "KhPI" Protocol number 3 of 24 March 2017

3MICT

Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

<i>Солодов В. Г., Швецов В. Л., Конев В. А.</i> Численная модель проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек.	6
<i>Гнесин В. И., Колодяжная Л. В., Жандковски Р.</i> Влияние противодавления на аэроупругие колебания лопаточного венца последней ступени турбомашины в трехмерном потоке идеального газа	13
<i>Бойко А. В., Усатый А. П.</i> Использование BiArc-кривых для описания контура турбинных профилей	20
Khomylev S., Riznyk S., Karpenko A. Design of Power Turbine Flow Path of Small Aeroengine	28
Халатов А. А., Панченко Н. А., Безлюдная М. В. Факторы увеличения эффективности пленочного охлаждения за двухрядной системой отверстий в полусферических углублениях	35
<i>Безродний М. К., Притула Н. О.</i> Оптимальні характеристики грунтових теплообмінників для теплонасосних систем опалення	41
<i>Черноусенко О. Ю., Бутовський Л. С., Риндюк Д. В.</i> Розрахункове дослідження теплового, напружено-деформованого стану та індивідуального ресурсу трубопроводу котлоагрегату	49
<i>Северин В. П., Никулина Е. Н., Шевцов А. С.</i> Модель паровой турбины К-1000-60/1500-2 для исследования процессов управления	57
<i>Шульженко М. Г., Єфремов Ю. Г., Депарма О. В., Цибулько В. Й.</i> Датчик віброшвидкості з функціями контролю і аналізу вібраційних параметрів енергообладнання	63
Богуслаев В. А., Жеманюк П. Д., Морозов В. И., Митин В. П., Билошапка С. В. Модернизация и реконструкция энергетических установок	69
<i>Мартиняк-Андрушко М. А., Мисак Й. С., Гумницький Я. М.</i> Теплообмін з поверхнями огороджуючих конструкцій плоскої та циліндричної форми	76
Шубенко А. Л., Голощапов В. Н., Бабенко О. А. Повышение эффективности работы цилиндров низкого давления теплофикационных турбин	82
Лапузин А. В., Субботович В. П., Юдин Ю. А., Юдин А. Ю., Темченко С. А. К оценке ффективности выходных патрубков высокого давления паровых турбин	88
Косторной С. Д., Мешкова Н. Д., Хатунцев А. Ю. Моделирование развития и отрыва пограничного слоя методом граничных элементов	92

УДК 62.135

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.01

В. Г. СОЛОДОВ, В. Л. ШВЕЦОВ, В. А. КОНЕВ

ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ЦНД МОЩНОЙ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ПРОТЕЧЕК

АННОТАЦИЯ Рассмотрены результаты расчетно-конструкторских разработок и численных исследований проточной части цилиндра низкого давления (ЦНД) турбины К-1250-6,9/25 с учетом отборов пара, протечек через диафрагменные, надбандажные уплотнения и разгрузочные отверстия в дисках, и отсоса влагоемкого пара из межвенцового зазора последних ступеней. Представлены некоторые методические аспекты и результаты совершенствования исследованных объектов с помощью численного эксперимента.

Ключевые слова: ЦНД, проточная часть, численная модель, отборы, уплотнения.

V. SOLODOV, V. SHVETSOV, V. KONEV

NUMERICAL MODEL OF L.P.C. FLOW PATH WITH LEAK SYSTEM OF POWERFUL STEAM TURBINE UNIT

ABSTRACT The results of computational and engineering developments and numerical studies of low pressure cylinder of five stages are represented, taking into account the steam extraction, leakages under the diaphragms, shroud seals and discharge openings in the disks of the turbine K-1250-6.9/25. All the computations were done by **MTFS**[®] oftware, ensured the integration of Reynolds-Favre averaged Navier-Stokes equations, were based on the model of one speed wet steam flow without droplets and super cooling were not taken into account. The sectorial approach was applied to description of the interaction of the inlet pipe, the group stages and exhaust hood. The stages were considered in steady state formulation. The initial data and boundary conditions were taken basing on thermal design of "TURBOATOM". The calculated domains were approximated by unstructured hexahedral meshes. The rigid walls were supposed adiabatic under condition of adhesion. The turbulent phenomena were described basing on the SST model of F.Menter. Some methodological aspects and the directions for improving of studied facilities by numerical experiment by **MTFS**[®] code are discussed. The initial version of low pressure cylinder of slow-motion steam turbine K-1250-6.9/25 is considered. The variants of Inlet are considered taking in view the parameters: height and form of flow divider, throat size etc. It is shown, that blade Nº4 needs to be improved because of aerodynamically imperfect profile in wire zone. Also blades Nº 4, 5 flow around under attacks angle. So these stages need to be adjusted.

Key words: L.P.C., flow path, stages, numerical model, extractions, seals.

Введение

Создание новых и модернизация существующих ЦНД на современном уровне требует выполнения комплекса расчетно-конструкторских разработок на базе наиболее эффективных новых и апробированных решений в турбостроении с использованием численного 3D эксперимента.

Данная работа является развитием работы [1] в процессе разработки проекта новой паровой турбины К-1250-6,9/25 с длиной рабочей лопатки последней ступени 1650 мм.

Цель работы

Цель работы – разработка вычислительной модели проточной части ЦНД, включающей входной и выхлопной патрубки, и ступени с вариантами диафрагменных и надбандажных уплотнений, промежуточными отборами пара, разгрузочными отверстиями в дисках рабочих колес и отсосов влагоемкого пара из межвенцового зазора последних ступеней. Целью работы также являлась оценка возможностей применения 3D расчетов проточной части для обеспечения эффективной замены основного объема физических экспериментов.

1 Математическая модель течения и постановка численного эксперимента

В численном эксперименте использован программный комплекс *MTFS*[®] oftware [2, 3], обеспечивающий интегрирование уравнений Навье-Стокса, осреднённых по Рейнольдсу-Фавру на основе неявной разностной *TVD* схемы конечных объёмов 2-го порядка точности и варианта алгоритма [3], обеспечивающего эффективное расщепление вычислительного процесса для многопроцессорных платформ. Расчётные подобласти аппроксимировались неструктурированными гексагональными сетками. Твердые стенки предполагались адиабатическими с условием прилипания. Турбулентные эффекты описывались на основе SST модели Ментера [4]. Расчеты выполнены на основе табличной модели влажного пара и приближения равновесной конденсации.

Входной патрубок симметричен относительно продольной и поперечной вертикальных плоскостей. Его коллектор содержит внутренние структурные элементы и два подвода в нижней половине. Подробное описание вариантов входного патрубка дано в [1]. С целью экономии вычислительных ресурсов использован секторный под-

© В. Г. Солодов, В. Л. Швецов, В. А. Конев, 2017

ход к осреднению [3] на интерфейсах пространства патрубка и каналов диафрагмы 1-й ступени. В вариантах расчетов на половине окружности подвода использовалось до трех секторов интерфейса (рис. 1*в*). Каждому сектору соответствовала одна проточная часть ряда ступеней. На выходе из проточной части присутствовал вариант модели выхлопного патрубка без внутренних элементов (рис. 1*г*, *д*). Передача параметров от ступени к патрубку происходила с осреднением по окружной координате, то есть окружная неравномерность от выхлопного патрубка не учитывалась в модели проточной части ЦНД.



Рис. 1 – Схемы элементов проточной части ЦНД и расчетной области: а, б – схема отсека; в – входной патрубок; г, д – сечения выхлопного патрубка

Мощности сеточного разбиения по элементам проточной части ЦНД в среднем составляли около 10 млн. ячеек в проточной части патрубков и до 30 млн. ячеек в ступенях отсека. Все каналы уплотнений в ступенях и междисковые разгрузочные отверстия моделировались в трехмерной постановке в рамках условий периодичности.

Численное моделирование течения в вариантах ЦНД проводилось в условиях отсутствия возможности экспериментальной проверки получаемых результатов. Поэтому стратегия численного эксперимента основывалась на опыте расчетных исследований двухступенчатых и трехступенчатых отсеков с паровпуском [1], двухступенчатых переходных отсеков с промежуточным отводом пара [5], выхлопных отсеков [6], а также основывалась на предварительном выборе вычислительной сетки для течения через одиночное уплотнение путем сравнения с известными экспериментальными данными [1].

В математической модели детально описаны все основные геометрические параметры, определяющие характеристики проточной части пяти ступеней ЦНД, в том числе надбандажные и диафрагменные уплотнения, разгрузочные отверстия, отборы и отсосы пара.

Моделирование выполнено для номинального режима работы ЦНД на основе данных теплового расчета. При этом на входных сечениях подводящих труб входного патрубка задавались полные параметры потока без завихренности и нулевая влажность. На выходе из выхлопного патрубка фиксировалось постоянное статическое давление.

2 Некоторые результаты исследования проточной части ЦНД

Исходный вариант ЦНД тихоходной паровой турбины К-1250-6,9/25 представлен на схеме проточной части (рис. 1 δ). Основные данные исходной конструкции приведены в табл. 1 и в части первой, второй и третьей ступеней соответствуют исходному варианту облопачивания входного отсека [1].

Поромотри	Oformanian	№ ступени						
Параметры	Ооозначение	1	2	3	4	5		
Высота сопла, мм	$L_{\rm c}$	225	335	521	829	1523		
Корневой диаметр сопловой решетки, мм	$D_{c.\kappa}$	3052	3040	3020	2980	2930		
Углы выхода потока из сопла, град	$4\alpha_{1cp}$	14,3	14,6	13,8	16,1	16,3		
Количество сопловых лопаток, шт.	Z_{c}	142	142	142	68	66		
Количество рабочих лопаток, шт.	Z_{Π}	220	170	100	108	112		
Длина рабочих лопаток, мм	L_{π}	238	394	590	910	1650		
Корневой диаметр рабочей решетки, мм	$D_{{}_{{}_{{}_{{}_{{}_{{}_{{}_{{}_{{}_{{$	3046	3030	3005	2970	2900		
Веерность рабочих лопаток	D_{π}/L_{π}	13,8	8,69	6,09	4,26	2,76		
Угол корневого меридионального раскрытия, град	$\gamma_{\pi.\kappa}$	0	0	0	0	0		
Угол периферийного раскрытия, град	γ _{л.п}	0	15	0	0	0		
Периферийная перекрыша (радиальная), мм	Ππ	10	32,5	61,5	87	109		
Углы выхода потока из ступени, град	β_{2cp}	20,7	19,0	18,8	19,7	31,4		
Уплотнение надбандажное	_	лабиринтное прямоточное				oe		
Радиальный зазор, мм	d_r	3	3,5	4	5,5	9,25		
Количество гребней на статоре, шт	Ζ	7	8	2+3	4	_		
Уплотнение диафрагменное	_		ст	упенчат	roe			

Таблица 1 – Геометрические характеристики ступеней

2.1 Методика обработки полей газодинамических величин

Интегральные массовые и энергетические характеристики элементов проточной части вычислялись в характерных сечениях: на входе в патрубок, по кромкам сопловых и рабочих лопаток. Осреднение параметров в этих сечениях выполнялось по методике [7]. Интегральные внутренние потери полного давления и кинетической энергии (КЭ) на участках между сечениями определялись по общепринятым формулам [7]. Для каналов сопел и рабочего колеса (РК) потери КЭ вычислялись по сечениям на расстоянии 2–3 диаметров входных/выходных кромок и таким образом не учитывали потери КЭ в надбандажных и диафрагменных протечках, а также полные потери вследствие отборов и отсосов пара.

2.2 Анализ аэродинамических характеристик отсека ступеней

Обсуждение вариантов модели входного патрубка проводилось в [1] по параметрам: высота и конфигурация рассекателя, размер горла, ширина и осевая длина осерадиального канала, внутренние очертания коллектора и форма канала сопряжения подводящей трубы (ресивера) с коллектором. В данном исследовании принят вариант входного патрубка М4 из работы [1].

В расчетах проточной части выполнялось осреднение параметров потока в зазоре вдоль окружности интерфейса между патрубком и входом в подключенную ступень. Исходя из малости окружных градиентов параметров на интерфейсе «ступень–патрубок», выбраны секторы осреднения интерфейса размером в 30°, 60°, 90° [1]. Кроме того, учитывалось, что патрубок спроектирован с установкой разделительных стенок в плоскости симметрии.

Результаты по выбору выхлопного патрубка не приведены в связи с ограниченным объемом статьи.

Сопоставление результатов по структуре течения и потерям КЭ показывают близкие значения, как для случая трехступенчатого отсека [1], так и ЦНД в целом. Для трехступенчатого отсека [1] наблюдаются отличия в сравнении с ЦНД по расходам в сечениях диафрагменных протечек, что связано с неадекватным моделированием противодавления за третьей ступенью трехступенчатого отсека, а также отсутствием в нем третьего разгрузочного отверстия. Расходы через надбандажные протечки первых двух рабочих венцов практически совпадают с таковыми для трехступенчатого отсека.

Течение в ступенях ЦНД в целом соответствует данным теплового расчета по зазорам в среднем сечении. Температура пара к выходу из патрубка снижается от 430 К до 295 К, за кромками РЛ № 5 и в струе над бандажом – до 290 К; влажность, отсутствующая на входе в ШНД. появляется за сопловым аппаратом (СА) № 1, на выходе ступени № 3 достигает 7 % в ядре потока, в зазоре и на выходе из 5-й ступени – 15–16 %, при этом периферийные и корневые пояса имеют пониженную влажность из-за протечек в уплотнениях (рис. 3). Первые три ступени работают в дозвуковом режиме, максимальное число Маха 0,95 достигается локально в корневой зоне межвенцового зазора 3ей ступени (рис. 2). Влажность за РЛ 4-й ступени достигает 10 %, в нижней части зазора между СА № 5 и РЛ № 5 и за выходными кромками РЛ № 5 локально достигает 17 %. При этом температура снижается в соответствии с таблицами водяного пара.



Рис. 2 – Поля относительного числа Маха на среднеканальной поверхности ЦНД и расходы

Заметные отличия в газодинамических и энергетических характеристиках первых трех ступеней в составе ЦНД и отсека [1] не наблюдаются. Судя по структуре потока, РЛ № 4 нуждается в доработке. След за проволокой РЛ № 4 заметен, прежде всего, из-за аэродинамически несовершенного профиля лопатки в этом поясе; для РЛ № 5 утолщение РЛ выполнено более совершенно и след практически не виден. Последнее подтверждается и предыдущими исследованиями авторов [6]. Также РЛ № 4, РЛ № 5 во входной части среднего пояса обтекаются под нерасчетными углами. Поэтому ступени нуждаются в корректировке. Обечайка диффузора патрубка обтекается безотрывно по всей длине за счет мощной закрученной струи надбандажной протечки (максимальное число Маха - 2,2) и специального профилирования контура диффузора. На периферийную зону проточной части оказывают влияние надбандажные протечки и отборы. За РЛ № 1 протечка прилегает к обечайке статора и провоцирует отрыв, который присоединяется на обечайке ближе к горлу СА № 2. За РЛ № 2 взаимодействие протечки (5,93 кг/сек) и основного потока обеспечивает прилегание потока и сток в отбор, которого, однако, не хватает для заполнения щели отбора (17,68 кг/сек) и верхний пояс СА № 3 оказывается незаполненным. Зона отбора за РЛ № 4 требует совершенствования.

Незаполненность отборной щели расходом и раскрытие проточной части на данном режиме

приводят к обтеканию СА № 5 в верхних поясах на нерасчетных углах (рис. 4), вблизи входных кромок возникает противоток.

В табл. 2 даны энергетические характеристики каналов и ступеней: интегральные потери КЭ канала, отнесенные к располагаемому перепаду на канал, потери ступени, отнесенные к перепаду на ступень, моменты на рабочих венцах и внутренние КПД ступеней, вычисленные по моментам на рабочих лопатках. Потери КЭ на сопловых каналах даны без учета межвенцовых зазоров (по кромкам) и с учетом зазоров. В целом можно отметить, что все решетки в ступенях в разной степени обтекаются с ударом.

Внутренний КПД ступени [7] определялся через внутреннюю мощность ступени, расход через ступень и разность энтальпий, которая вычислялась по полной энтальпии потока в сечении перед сопловым аппаратом ступени и адиабатическому значению энтальпии в сечении за ступенью. Внутренняя мощность ступени вычислялась через осевой момент на рабочем венце и угловую скорость вращения ротора. Таким образом, внутренний КПД ступени учитывал межвенцовые отборы и отсосы, перетекания в надбандажных и диафрагменных протечках.

Объем и детальность полученных результатов обеспечивают возможность разработки эффективных конструктивно-технологичных решений для создания новых и модернизации существующих ЦНД на современном уровне.



Рис. 3 – Среднеканальная поверхность решеток ЦНД: а – поле статической температуры; б – поле влажности



Рис. 4 – Изолинии относительного числа Маха: а – 4-я ступень ЦНД; б – 5-я ступень ЦНД

Параметр	вход	CA1	СА1 полн	РК1	ст1	CA2	СА2 полн	РК2	ст2	CA3	САЗ полн	RK3	ст3	CA4	СА4 полн	RK4	ст4	CA5	СА5 полн	RK5	ст5	цнд
КПД по мо- менту	Ι	-	-	0,915	I	Ι	-	0,932	-	-	Ι	0,911		-	-	0,862	I	-	Ι	0,754	_	-
Интегральные потери канала на канал, %	5,0	4,0	5,0	6,7	-	5,34	6,2	5,9	-	3,7	5,24	5,9		4,3	5,45	9,0	-	5,1	7,7	4,8	-	-
Интегральные потери ступе- ни, %	Ι	-	-	-	5,6	Ι	-	Ι	5,8	-	I	Ι	7,0	-	Ι	Ι	8,0	I	-	Ι	7,6	8,0
Момент РК, Нм	١	-	-	620,12	I	١	-	866,61	-	-	I	1692,8	_	-	١	1585,2	Ι	I	Ι	2054,3	_	-
Расход, кг/с	272,4	272,3	272,3	265,9	1	271,4	-	264,2	-	254,0	-	250,1	-	254,5	-	242,1	1	236,7	Ι	225,1	Ι	Ι

Таблица 2 – Энергетические характеристики ступеней

Заключение

Представлена вычислительная модель варианта проточной части цилиндра низкого давления турбины К-1250-6,9/25 на влажном паре с табличными свойствами при использовании равновесной модели течения без учета переохлаждения, движения капель и пленочной влаги. Модель включает входной и выхлопной патрубки, и ступени с вариантами диафрагменных и надбандажных уплотнений, промежуточными отборами пара, разгрузочными отверстиями в дисках рабочих колес. Разработанная модель может применяться для исследования аэродинамики проточной части цилиндров высокого, среднего и низкого давления паровых турбин различной мощности.

Обсуждаются результаты численного эксперимента по совершенствованию аэродинамических и энергетических характеристик исходного варианта проточной части цилиндра низкого давления турбины К-1250-6,9/25.

Формирование требований к математическим моделям и проведению численных исследований с учетом реальных граничных условий выполнено путем предварительного проведения комплекса верификационных численных расчетов [1, 5, 6].

Опыт расчетных исследований [1, 6] показывает, что вариантные расчеты отсека и ЦНД в целом на фиксированном по расходу режиме можно проводить при замене входного патрубка граничным условием в виде распределения расхода по радиусу в осесимметричной постановке. При использовании модели ЦНД для режимных расчетов с неизменным входным патрубком целесообразно ограничиваться областью входного патрубка от горла подвода.

Разработанные математические модели и методические аспекты численных исследований указывают на возможность постановки численного эксперимента по определению и совершенствованию газодинамических и энергетических характеристик проточной части цилиндра паровой турбины.

Список литературы

- Солодов, В. Г. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик отсека ступеней с патрубком паровпуска ЦНД мощной паровой турбины с учётом протечек / В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов, В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 6–15. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.01.
- 2 Сертификат гос. регистрации авторских прав № 5921 Украины. Научно-прикладной программный комплекс MTFS[®] для расчета трехмерных вязких турбулентных течений жидкостей и газов в областях произвольной формы / В.ГСолодов, Ю.В.Стародубцев // Украинское Государственное Агентство по авторским и смежным правам. – № 5921; заявл. 24.05.2002; опубл. 17.07.2002.
- 3 Солодов, В. Г. Опыт трехмерного моделирования сжимаемых вязких турбулентных течений в турбомашинах / В. Г Солодов, Ю. В. Стародубцев // В кн: Аэрогидродинамика: Проблемы и перспективы. – Харьков : Нац. Аэрокосм. Ун-тет «ХАИ», 2004. – С. 134–157.
- 4 Солодов, В. Г. Моделирование турбулентных течений: расчет больших вихрей / В. Г. Солодов. Харьков : ХНАДУ, 2011. –168 с.
- 5 Шубенко, А. Л. Совершенствование термогазодинамических характеристик проточных частей мощных паровых турбин / А. Л. Шубенко, В. Л. Швецов, В. Н. Голощапов, В. Г. Солодов, С. В. Алехина. – Харьков: Цифрова друкарня № 1, 2013. – 172 с.
- 6 Швецов, В. Л. Исследование аэродинамических и энергетических характеристик выхлопного отсека ЦНД в диапазоне режимов /, В. Л. Швецов, И. И. Кожешкурт, В. А. Конев, В. Г. Солодов, А. А. Хандримайлов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 16(1125). – С. 5–13. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 2078-774Х.
- 7 Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин / под ред. Черникова В. А. – Ленинград: Машиностроение, ЛО, 1980. – 263 с.

Bibliography (transliterated)

- Solodov, V., Khandrimailov, A., Shvetsov, V., Kozheshkurt, I. and Konev, V. (2016), "Investigation of aerodynamic and energy characteristics of L.P.C. compartment of stages with inlet pipe and leak system for powerful steam turbine unit". Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 8(1180), pp. 6–15, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.01.
- 2 Solodov, V. G. and Starodubtsev, Yu. V. (2002), "The Scientific Application Software MTFS® for Calculation of 3D Viscous Turbulent Liquid and Gas Flows in Arbitrary Shape Domains", *Certificate of State Registration*, *Ukrainian State Agency of Copyrights and Related Rights*, No. 5921, Ukrainian.
- 3 Solodov, V. G. and Starodubtsev, Yu. V. (2004), "The experience of 3D modeling of compressible viscous turbulent flows in turbomachinery", *In book: Aerodynamics: Problems and Perspectives*, National Aerospace

University "KhAI", Kharkov, pp. 134–157, Russian.

- 4 **Solodov, V. G.** (2011), Turbulent flow modeling. Large eddy simulation, *Publishing house KhNAHU*, Kharkov, Russian.
- 5 Shubenko, A. L., Shvetsov, V. L., Goloschapov, V. N., Solodov, V. G. and Alexina, S. V. (2013), An improvement of thermo- and gas dynamic characteristics of flow path of power steam turbine units, *Cifrova Drukarnia No. 1*, Kharkov, Russian.
- 6 Shvetsov, V. L., Kozheshkurt, I. I., Konev, V. A., Solodov, V. G. and Khandrimailov, A. A. (2015), "Studying Aerodynamic and Energetic Characteristics of the Exhaust Section of LPC", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 16(1125), pp. 5–13, ISSN 2078-774X, Russian.
- 7 Chernikov, V. A. (ed.) (1980), Heat Turbine Stages Aerodynamical Characteristics, *Mashinostroenie*, Leningrad, Russian.

Сведения об авторах (About authors)

Солодов Валерий Григорьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Теоретическая механика и гидравлика», Харьковский национальный автомобильно-дорожный ун-тет (ХНАДУ); г. Харьков, Украина; e-mail: solodov.v@gmail.com, ORCID 0000-0001-9607-8184.

Solodov Valerii – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department "Theoretical mechanics and Hydraulics", Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, Ukraine.

Швецов Виктор Леонидович – кандидат технических наук, главный конструктор паровых турбин, ПАО «Турбоатом», г. Харьков, Украина; e-mail: shvetsov@turboatom.com.ua.

Shvetsov Victor – Candidate of Technical Sciences (Ph.D.), chief-designer of steam turbines, Private Joint Stock Company "Turboatom", Kharkov, Ukraine.

Конев Владимир Афанасьевич – ведущий инженер-конструктор, Публичное акционерное общество «Турбоатом», г. Харьков, Украина; e-mail: vak1402@yandex.ru.

Konev Vladimir - Lead design engineer, Private Joint Stock Company "Turboatom", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Солодов, В. Г. Численная модель проточной части ЦНД мощной паровой турбины с учетом протечек / В. Г. Солодов, В. Л. Швецов, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 6–12. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.01.

Please cite this article as:

Solodov, V., Shvetsov, V. and Konev, V. (2017), "Numerical Model of L.P.C. Flow Path With Leak System of Powerful Steam Turbine Unit", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 6–12, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.01.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Солодов, В. Г. Чисельна модель проточної частини ЦНТ потужної парової турбіни з урахуванням протічок / В. Г. Солодов, В. Л. Швецов, В. А. Конев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 6–12. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.01.

АНОТАЦІЯ Розглянуто результати розрахунково-конструкторських розробок і чисельних досліджень проточної частини циліндра низького тиску (ЦНТ) турбіни К-1250-6,9/25 з урахуванням відбору пари, протікання через діафрагмові, надбандажні ущільнення та розвантажувальні отвори в дисках і відсосів вологої пари з міжвінцевих зазорів останніх ступенів. Представлено деякі методичні аспекти та результати вдосконалення досліджених об'єктів за допомогою чисельного експерименту.

Ключові слова: ЦНТ, проточна частина, чисельна модель, відбори, ущільнення.

Поступила (received) 15.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.02

В. И. ГНЕСИН, Л. В. КОЛОДЯЖНАЯ, Р. ЖАНДКОВСКИ

ВЛИЯНИЕ ПРОТИВОДАВЛЕНИЯ НА АЭРОУПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ ЛОПАТОЧНОГО ВЕНЦА ПОСЛЕДНЕЙ СТУПЕНИ ТУРБОМАШИНЫ В ТРЕХМЕРНОМ ПОТОКЕ ИДЕАЛЬНОГО ГАЗА

АННОТАЦИЯ Проведен численный анализ аэроупругого поведения лопаточного аппарата последней ступени турбомашины при различных значениях давления в конденсаторе с учетом неравномерности потока, вызванной лопатками статора и неравномерным в окружном направлении распределением давления за рабочим колесом из-за неосесимметричного патрубка, а также нестационарных эффектов, вызванных колебаниями лопаток. Предложенный метод решения связанной задачи позволяет прогнозировать амплитудно-частотный спектр колебаний лопаток, включая вынужденные, самовозбуждающиеся колебания и автоколебания с целью повышения экономичности и надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Ключевые слова: последняя ступень турбомашины, выхлопной патрубок, трехмерный нестационарный поток, численное моделирование.

V. GNESIN, L. KOLODYAZHNAYA, R. RZADKOWSKI

INFLUENCE OF THE BACKPRESSURE ON THE AEROELASTIC VIBRATIONS OF THE BLADE RING AT THE LAST STAGE OF TURBINE MACHINE IN THE 3D FLOW OF AN IDEAL GAS

ABSTRACT The turbomachine working process can be described as the conversion of the heat energy of actuating medium into the mechanical energy of rotary rotor, i.e. as the force interaction between the gas flow and the moving cascades. This process can be viewed as a steady-state process, due to its cyclic repetition at least each other rotor revolution. However, the main cycle is accompanied by many nonstationary phenomena that occur in aerodynamic cascades traversing the inhomogeneous field. Nonstationary flow behavior produces a considerable influence on the energy conversion in the turbine cascade, which results in the aerodynamic excitation of vibrations in the blade row. Aerodynamically excited vibrations of turbine and compressor blades can result in the structure failure and therefore the most important reliability and safety problem must be solved. This scientific paper gives the numerical simulation data for the 3D flow of an ideal gas through the last stage of the turbomachine at different pressure values in the capacitor taking into consideration the nonuniform flow caused by the stator blades, the nonuniform pressure distribution in the exhaust nozzle and nonstationary effects caused by blade vibrations. The numerical method is based on the solution of coupled aeroelastic problem for 3D flow of an ideal gas through the turbine cascade and the nonaxisymmetric exhaust nozzle, including the annular diffuser. The coupled problem was solved using a partial integral method including integral Euler equations and dynamic equations for vibrating blades (the modal approach) at each time step with the information exchange. This method of the solution of coupled aeroelastic problem allows us to predict the amplitude – frequency spectrum of blade vibrations, including forced self-excited vibrations and self-oscillations to increase the efficiency and reliability of the blade rows of turbomachines.

Key words: last stage of the turbomachine, exhaust nozzle, 3D nonstationary flow, and the numerical simulation.

Введение

Течение в турбинных (компрессорных) ступенях на расчетном и нерасчетных режимах сопровождается такими сложными явлениями, как трехмерность потока, нестационарность (как периодическая, так и непериодическая), аэроупругие колебания лопаток. Нестационарные аэродинамические силы, действующие на рабочие лопатки компрессоров и турбин, могут вызвать чрезмерные вибрации лопаток, приводящие к разрушению конструкции [1–5].

Поэтому одной из важнейших проблем в области аэромеханики турбомашин является развитие теории и численных методов исследования пространственных течений с учетом таких эффектов, как нестационарность, трехмерность и аэроупругость с целью повышения экономичности и надежности лопаточных машин.

Одним из важнейших и наименее изучен-

ных явлений является самовозбуждающиеся колебания, которые являются результатом непрерывного обмена энергией между потоком газа и колеблющимися лопатками, и могут либо затухать (аэродемпфирование), либо проявляться в устойчивой форме автоколебаний, либо в неустойчивой форме флаттера. Самовозбуждающиеся колебания принципиально не могут быть изучены в рамках раздельно рассматриваемых физических сред.

В настоящей работы представлен численный анализ аэроупругого поведения лопаточного аппарата последней ступени турбомашины при различных значениях давления в конденсаторе.

Цель работы

Целью настоящей работы является численный анализ влияния режима работы последней ступени турбомашины (давления в конденсаторе) на нестационарные нагрузки и аэроупругие коле-

© В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, 2017

бания лопаток с учетом неравномерности потока за направляющими лопатками статора и неравномерным по окружности давлением за рабочим колесом, вызванным неосесимметричным выхлопным патрубком [6].

Постановка задачи

Численное исследование проведено для последней ступени турбины мощностью 370 МВт с учетом выхлопного патрубка для двух режимов работы.

В 1-ом режиме приняты следующие граничные условия:

- число оборотов ротора *n* = 3000 об/мин;

 полное давление в абсолютной системе координат перед направляющими лопатками статора P₀ = 24950–26500 Па;

– полная температура в абсолютной системе координат перед статором $T_0 = 337,9-339,2$ К;

- углы потока на входе в статор в тангенциальной (α) и меридиональной (γ) плоскостях заданы;

- статическое давление в конденсаторе $P_{\kappa} = 9000 \; \Pi a.$

В 2-ом режиме приняты следующие граничные условия:

-число оборотов ротора *n* = 3000 об/мин;

– полное давление в абсолютной системе координат перед направляющими лопатками статора $P_0 = 33000-33200$ Па;

– полная температура в абсолютной системе координат перед статором $T_0 = 345 - 347$ К;

- углы потока на входе в статор в тангенциальной (α) и меридиональной (γ) плоскостях заданы;

- статическое давление в конденсаторе $P_{\kappa} = 15000 \; \Pi a.$

При расчете колебаний лопаток ротора учитывались первые шесть собственных форм колебаний. Собственные формы и частоты колебаний лопаток для двух режимов приняты одинаковыми. Собственные частоты для каждой из собственных форм приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Собственные частоты

Номер формы	1	2	3	4	5	6
Частота v, Гц	120	160	240	360	480	520

Трехмерный нестационарный трансзвуковой поток идеального газа через последнюю ступень турбомашины рассматривается в физической области, включающей направляющий аппарат статора, рабочее колесо, вращающееся с постоянной скоростью, и неосесимметричный выхлопной патрубок. Течение идеального газа описывается полной системой уравнений Эйлера, представленных в интегральной форме законов сохранения [1, 2]. Динамическая модель колеблющейся лопатки с использованием модального подхода приводится к системе обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [7].

Численный анализ

Расчетная область включает четыре подобласти: статор, ротор, осесимметричный диффузор и неосесимметричный выхлопной патрубок [6]. В каждой из подобластей аэродинамические и геометрические характеристики описываются в абсолютной или относительной (для ротора) декартовой системе координат.

В общем случае направляющий аппарат и рабочее колесо имеют неравное количество лопаток. Учитывая непериодичность потока в окружном направлении на шаге рабочего колеса, в расчетную область следует включать все межлопаточные каналы статора и ротора. В рассматриваемом варианте соотношение чисел лопаток статора и ротора равно 48 : 53.

На рис. 1, 2 показаны разностные сетки для межлопаточных каналов статора и ротора в меридиональной плоскости (рис. 1) и тангенциальной плоскости (рис. 2). Каждый канал включает Нсетку плотностью 30×52×69 = 107640 ячеек в статорной области И Н-сетку плотностью 30×48×70 = 100800 ячеек в области ротора. Нсетки в статорных каналах и внешние Н-сетки в роторных каналах остаются недеформируемыми в течение всего расчета, в то время как внутренние Н-сетки в роторных каналах деформируются на каждом шаге по времени в соответствии с движением рабочей лопатки.

На рис. 3 приведены графики распределения по высоте лопатки заторможенного давления в абсолютной системе координат (P_0), заторможенного давления в относительной системе координат (P_{0w}) и статического давления в конденсаторе (P_{κ}) для двух режимов.



Рис. 1 – Разностная сетка в меридиональной плоскости: a – статор; б – ротор



Рис. 2 – Разностная сетка в тангенциальной плоскости: a – статор; б – ротор



В результате расчета пространственного потока через ступень с учетом выхлопного патрубка $(P_{\kappa} = 9000 \Pi a)$ двух режимов для и $(P_{\kappa} = 15000 \, \Pi a)$ получено распределение статического давления за рабочим колесом. На рис. 4 приведено распределение статического давления в корневом и периферийном сечениях в окружном направлении за рабочим колесом для двух режимов. Из рисунка следует, что неравномерность в распределении давления за рабочим колесом включает шаговую неравномерность (высокочастотная неравномерность) и неравномерность, вызванную неосесимметричным патрубком (низкочастотная неравномерность). При этом пульсация давления как в корневом сечении, так и в периферийном сечении во 2-ом режиме выше, чем в 1-ом режиме.



Рис. 4 – Распределение статического давления в окружном направлении за лопаточным венцом: а – корневое сечение, P₂ = 9000 Па; б – периферийное сечение, P₂ = 9000 Па; в – корневое сечение, P₂ = 15000 Па; г – периферийное сечение, P₂ = 15000 Па

На рис. 5 представлены графики нестационарной аэродинамической нагрузки, действующей на периферийный слой рабочей лопатки в окружном направлении и амплитудно-частотные характеристики для двух режимов в течение десяти оборотов ротора. Как следует из графиков, основной вклад в нестационарные аэродинамические нагрузки вносят низкочастотная составляющая $(v = 50 \Gamma \mu)$, соответствующая окружной неравномерности потока, низкочастотная составляющая (v = 90 Гц), соответствующая колебаниям лопатки по 1-й собственной форме и высокочастотная составляющая (v = 2400 Гц), соответствующая шаговой неравномерности потока. Второй режим ($P_{\kappa} = 15000 \ \Pi a$) характеризуется более высоким значением средней загрузки и амплитудной низкочастотной пульсации по сравнению с первым режимом ($P_{\kappa} = 9000 \Pi a$).

Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки в окружном направлении и амплитудно-частотные спектры перемещений в течение 10 оборотов ротора показаны на рис. 6. Колебания лопаток представляют собой устойчивые автоколебания. Основной вклад в изгибные колебания лопаток (*hy*) вносят гармоники с частотой, близкой к частоте 1-й собственной формы. Во 2-ом режиме средняя величина деформации и амплитуда колебаний выше, чем в 1-ом режиме. Вынужденные высокочастотные колебания лопаток в обоих режимах являются пренебрежимо малыми.



Рис. 5 – Изменение нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора в окружном направлении:







Рис. 6 — Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора а – в окружном направлении; б – амплитудно-частотный спектр ($P_{\kappa} = 9000 \text{ Па}$); в – в окружном направлении; г – амплитудно-частотный спектр ($P_{\kappa} = 15000 \text{ Па}$)

Выводы

Проведен сравнительный численный анализ влияния неосесимметричного выхлопного патрубка на аэроупругое поведение лопаточного венца ротора последней ступени турбомашины для двух режимов работы $P_{\kappa} = 9000$ Па и $P_{\kappa} = 15000$ Па.

Второй режим характеризуется более высокими значениями аэродинамических нагрузок и амплитуд колебаний лопаток.

Основной вклад в аэродинамические нагрузки вносят высокочастотные гармоники (2400 Гц), вызванные шаговой неравномерностью, и низкочастотные гармоники (50 Гц, 90 Гц), вызванные окружной неравномерностью потока за ротором и колебаниями лопаток.

Основной вклад в колебания лопаток вносят автоколебания с частотой близкой к частоте 1-ой собственной формы.

Предложенный метод позволяет прогнозировать режимы колебаний лопаток, включая вынужденные колебания, автоколебания, флаттер с целью повышения надежности лопаточных аппаратов турбомашин.

Список литературы

- Gnesin, V. I. Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya // J. Problems in Mash. Eng. – 1999. – Vol. 1, No. 2. – P. 65–76.
- 2 Gnesin, V. I. A numerical modelling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades / V. I. Gnesin, L. V. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski // Journal of Fluid and Structure. – 2004. – No. 19. – P. 1141–1153.
- 3 Rzadkowski R. Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine / R. Rzadkowski, V. I. Gnesin, L. Kolodyazhnaya // Proceedings of the 14th Interna-

tional Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines ISUAAAT14 8-11, September 2015, Stockholm, Sweden. – 2015. – 114-S1-4, P. 1–6.

- 4 Gnesin, V. I. Numerical Modelling of fluid structure interaction in a turbine stage for 3D viscous flow in nominal and off-design regimes / V. I. Gnesin, R. Rzadkowski, L. V. Kolodyazhnaya // Proceedings of ASME TURBO EXPO 2010. – Glasgow, UK, 2010. – GT2010-23779. – P. 1–9.
- 5 Гнесин, В. И. Влияние парциального подвода в трехступенчатом отсеке осевого компрессора на нестационарные нагрузки и колебания рабочих лопаток / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски, А. А. Колесник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2014. № 11(1054). С. 43–52. Бібліогр.: 9 назв. ISSN 2078-774Х.
- 6 Гнесин, В. И. Численный анализ трёхмерного нестационарного потока идеального газа в последней ступени турбомашины с учётом неосесимметричного выхлопного патрубка / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 47–53. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.
- 7 Гнесин, В. И. Аэроупругие явления в турбомашинах / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная // Аэрогидродинамика и Аэроакустика: Проблемы и перспективы. – 2009. – № 3. – С. 53–62.

Bibliography (transliterated)

- Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (1999), "Numerical Modelling of Aeroelastic Behaviour for Oscillating Turbine Blade Row in 3D Transonic Ideal Flow", J. Problems in Mash. Eng., Vol. 1, No. 2, pp. 65–76.
- 2 Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L. V. and Rzadkowski, R. (2004), "A numerical modelling of stator- rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades", *Journal* of Fluid and Structure, No. 19, pp. 1141–1153.
- 3 Rzadkowski R., Gnesin, V.I., Kolodyazhnaya, L.V.

(2015), "Rotor Blade Flutter in Last Stage of LP Steam Turbine", Proceedings of the 14th International Symposium on Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics & Aeroelasticity of Turbomachines ISUAAAT14 8-11, September 2015, Stockholm, Sweden, I14-S1-4, pp. 1–6.

- 4 Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L. V. and Rzadkowski, R. (2010), "Numerical Modelling of fluid – structure interaction in a turbine stage for 3D viscous flow in nominal and off-design regimes", *Proceedings of ASME TURBO EXPO 2010*, Glasgow, UK, GT2010-23779, pp. 1–9.
- 5 Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L. V., Rzadkowski, R. and Kolisnyk O. O. (2014), "The Influence Produced on the Nonstationary Loadings and Vibrations of the Blades by the Partial Input into the Three-Stage Compartment of Axial Compressor" *Bulletin of NTU "KhPI"*.

Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 11(1054), pp. 43–52, ISSN 2078-774X.

- 6 Gnesin, V., Kolodyazhnaya, L. and Rzadkowski, R. (2016), "Numerical Analysis of the Three-Dimensional Nonstationary Flow of Ideal Gas in the Last Stage of Turbine Machine Taking into Consideration the Nonaxisymmetric Exhaust Pipe Branch", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1180), pp. 47–53, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.06.
- 7 Gnesin, V. I. and Kolodyazhnaya, L. V. (2009), "Aerouprugie yavleniya v turbomachinery [The aeroelastic phenomena in the turbomachines]", *Aerogidrodinamika i Aeroakustika: Problemy i perspektivy [Aerogidrodynamic and Aeroacoustics: Problems and prospects]*, No. 3, pp. 53–62.

Сведения об авторах (About authors)

Гнесин Виталий Исаевич – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: gnesin@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-6411-6158

Gnesin Vitaly Isayevich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Колодяжная Любовь Владимировна – доктор технических наук, старший научный сотрудник отдела гидроаэромеханики энергетических машин, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: lyubovvladimirovna60@gmail.com, ORCID 0000-0001-5469-4325.

Kolodyazhnaya Lyubov Vladimirovna – Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher, Institute of Problems of Mechanical Engineering A.N. Podgorny NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Жандковски Ромуальд – доктор технических наук, профессор, заведующий отделом динамики и аэроупругости, Институт проточных машин ПАН, г. Гданьск, Польша; e-mail: z3@imp.gda.pl, ORCID 0000-0002-0560-1222.

Rzadkowski Romuald – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Dynamics and Aeroelasticity, The Institute flow machines PAN, Gdansk, Poland.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Гнесин, В. И. Влияние противодавления на аэроупругие колебания лопаточного венца последней ступени турбомашины в трехмерном потоке идеального газа / В. И. Гнесин, Л. В. Колодяжная, Р. Жандковски // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 13–19. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.02.

Please cite this article as:

Gnesin, V. I., Kolodyazhnaya, L.V. and Rzadkowski, R. (2017), "Influence of the Backpressure on the Aeroelastic Vibrations of the Blade Ring at the Last Stage of Turbine Machine in the 3D Flow of an Ideal Gas", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 13–19, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.02.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Гнесін, В. І. Вплив протитиску на аеропружні коливання лопаткового вінця останнього ступеня турбомашини в тривимірному потоці ідеального газу / В. І. Гнесін, Л. В. Колодяжна, Р. Жандковскі // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 13–19. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.02.

АНОТАЦІЯ Проведено чисельний аналіз аеропружної поведінки лопаткового апарату останнього ступеня турбомашини при різних значеннях тиску в конденсаторі з урахуванням нерівномірності потоку, викликаної лопатками статора і нерівномірним в окружному напрямку розподілом тиску за робочим колесом через неосесиметричний патрубок, а також нестаціонарних ефектів, викликаних коливаннями лопаток. Запропонований метод розв'язання зв'язаної задачі дозволяє прогнозувати амплітудно-частотний спектр коливань лопаток, включаючи вимушені, самозбудні коливання і автоколивання з метою підвищення економічності і надійності лопаток апаратів турбомашин.

Ключові слова: останній ступень турбомашини, вихлопний патрубок, тривимірний нестаціонарний потік, чисельне моделювання.

Поступила (received) 15.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.03

А. В. БОЙКО, А. П. УСАТЫЙ

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ BIARC-КРИВЫХ ДЛЯ ОПИСАНИЯ КОНТУРА ТУРБИННЫХ ПРОФИЛЕЙ

АННОТАЦИЯ В работе рассмотрена возможность использования BiArc-кривых для математического описания турбинных профилей. Приведены элементы теории построения BiArc-кривых. Рассмотрены особенности описания контуров выпуклой и вогнутой частей турбинных профилей с помощью BiArc-кривых. Описан алгоритм автоматического построения контуров турбинных профилей с использованием геометрического критерия качества. Приведены примеры построения турбинных профилей с использованием BiArc-кривых с различными исходными данными. Ключевые слова: BiArc-кривая, турбинная решетка, турбинный профиль, математическое описание формы турбинного профиля.

A. BOIKO, A. USATY

USE BIARC-CURVES FOR CONTOUR DESCRIPTION OF THE TURBINE PROFILES

ABSTRACT The article analyzes the possibility of using BiArc-curves for the mathematical description of turbine profiles. Confirmed the relevance of the application BiArc-curves in the manufacture of turbine blades. The article presents some of the elements of the theory of building BiArc-curves. The algorithm for determining the coordinates of conjugate points, radii and angles of opening arcs BiArc-curve is shown in the work. Strong influence on the quality of BiArc-curve, provide the coordinates of the point arc connection. Also, the description of certain structural features of convex and concave contours profiles turbines using BiArc-curves. Here the algorithm of automatic construction of a turbine profile using geometric criteria of quality. Optimization problem is solved for each element BiArc-curve using a quadratic fit DSC-Powell. Method of construction of turbine profiles using BiArc-curves programmed in the language c++. Screenshot of dialog boxes and graphics programs can be found in the article. The examples of constructing profiles turbines using BiArc-curves with different initial data. Received confirmation of the possibility to describe the contours of turbine profiles using BiArc-curves. **Key words:** BiArc-curve, turbine cascade, turbine profile, a mathematical description of shapes Turbine Profile.

Введение

К вопросу математического описания контура турбинных профилей обращаются многие исследователи. Достаточно часто для этих целей используют кривые Безье [1-3], кубические интерполяционные сплайны [1], полиномы высокого порядка [4], параболические кривые [5], массивы точек [6]. Следует отметить, что наиболее ранние попытки построить контур турбинного профиля были основаны на использовании дуг окружностей. Применение дуг окружностей для формирования контуров турбинных профилей получило в свое время очень большое распространение при проектировании и производстве сопловых и рабочих лопаток осевых турбин [7, 8]. Популярность и широкое распространение применения дуг окружностей для описания контура турбинных профилей обусловлено в первую очередь простотой фрезерной технологии и относительно низкой стоимостью изготовления турбинных лопаток, сформированных из таких профилей. Отмеченные преимущества применения дуг окружностей для формирования контуров турбинных профилей актуальны и сегодня. Вместе с тем, сам процесс определения параметров дуг окружностей и координат точек их сопряжения на контуре профиля до настоящего времени полностью не формализован и зачастую для получения профиля применяется полуэмпирический метод подбора параметров, описывающих

его дуг. Следует, также отметить, что с математической точки зрения невозможно создать универсальный алгоритм описания вогнутой и выпуклой частей турбинных профилей с обеспечением «стандартных» граничных условий, если будет использовано нечетное количество дуг. Применение нечетного количества дуг позволяет успешно построить контур выпуклой и/или вогнутой части турбинного профиля только в некоторых частных случаях.

Учитывая широкое распространение технологии изготовления турбинных лопаток, основанной на описании контура турбинных профилей с помощью дуг окружностей, весьма актуальной представляется задача разработки универсальной методики и алгоритма построения контуров турбинных профилей с использованием *BiArc*-кривых (двух сопряженных дуг). Применение *BiArc*кривых существенно расширит множество математически корректных решений и позволит создать универсальную методику описания контуров вогнутой и выпуклой частей профиля с помощью дуг окружностей.

Цель работы

Разработка метода математического описания контуров выпуклой и вогнутой частей турбинного профиля с помощью теории *BiArc*-кривых, что позволит ставить оптимизационные задачи и

© А. В. Бойко, А. П. Усатый, 2017

получать наиболее эффективные турбинные профили данного класса.

Изложение основного материала Некоторые элементы и особенности теории построения *BiArc*-кривых

Вопросам теории интерполяции и аппроксимации с использованием *BiArc*-кривых посвящено достаточно много научных работ [9–15], наиболее удачное изложение этой теории с точки зрения применения ее для описания контуров турбинных профилей изложено в [15], которое и было взято за основу при разработке методики описания контуров турбинных профилей *BiArc*-кривыми.

Базовым элементом BiArc-кривой являются две сопряженные дуги. Следует отметить, что BiArc-кривые используются для решения задач интерполяции как на плоскости, так и в трехмерном пространстве. Учитывая, что в статье рассматривается задача построения контуров турбинных профилей на плоскости, все дальнейшее изложение материала будет касаться плоских BiArcкривых. Из двумерной теории BiArc-кривых известно, что две заданные точки (p_1 и p_2) с известными координатами и нормированными значениями касательных в этих точках всегда можно соединить двумя сопряженными дугами окружностей. Приведем алгоритм определения координат точки сопряжения двух дуг и их основных характеристик. Некоторые обозначения и положения теории BiArc-кривых взяты с [15].

Будем считать, что нам известны (заданы) следующие параметры (см. рис. 1):

1 $p_1(x_1, y_1)$ – координаты 1-й точки;

2 $p_2(x_2, y_2)$ – координаты 2-й точки;

3
$$t_1 \{x_{t1} = \cos(\delta_1), y_{t1} = \sin(\delta_1)\}$$
 – нормиро-

ванные значения 1-й производной в точке p_1 ;

4 $t_2 \{x_{t2} = \cos(\delta_2), y_{t2} = \sin(\delta_2)\}$ – нормированные значения 1-й производной в точке p_2 .

Необходимо определить:

1 $c_1(x_1, y_1)$ – координаты центра 1-й дуги;

2 $c_2(x_2, y_2)$ – координаты центра 2-й дуги;

3 $p_m(x_m, y_m)$ – координаты точки сопряжения двух дуг;

4 θ₁ – угол раскрытия 1-й дуги;

5 θ_2 – угол раскрытия 2-й дуги.

Из вышеприведенных пунктов 3 и 4 соответственно видно, что $|t_1| = 1$ и $|t_2| = 1$.

Учитывая, что расстояние между точками q_1 и q_2 равно сумме расстояний между точками p_1 и q_1 и точками p_2 и q_2 (см. рис. 1), можно используя терминологию векторной алгебры записать следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} q_1 = p_1 + d_1 \cdot t_1, \\ q_2 = p_2 + d_2 \cdot t_2, \\ |q_1 - q_2| = d_1 + d_2. \end{cases}$$
(1)



Рис. 1 – Схема сопряжения двух дуг базового элемента BiArc-кривой

Определим координаты точки сопряжения p_m , как взвешенную сумму точек q_1 и q_2 :

$$p_{m} = q_{1} \cdot \frac{d_{2}}{d_{1} + d_{2}} + q_{2} \cdot \frac{d_{1}}{d_{1} + d_{2}},$$
$$p_{m} = (p_{1} + d_{1}t_{1})\frac{d_{2}}{d_{1} + d_{2}} + (p_{2} + d_{2}t_{2})\frac{d_{1}}{d_{1} + d_{2}}.$$
 (2)

Для упрощения изложения материала введем вспомогательный вектор v, равный разности векторов p_2 и p_1 :

$$\mathbf{v} = p_2 - p_1 \,. \tag{3}$$

Выразим расстояние d_2 через d_1 . Запишем квадрат суммы расстояний $(d_1 + d_2)^2$ через произ

ведение разности векторов $(q_2 - q_1)$ и проведем ряд преобразований (4). В результате получаем зависимость (5), которая позволяет определить расстояние d_2 в зависимости от значений d_1 , v, t_1 и t_2 .

Учитывая, что v, t_1 и t_2 являются исходными данными, то зависимость (5) является функцией $d_2 = f(d_1)$. Таким образом, изменяя значение d_1 , мы получаем бесконечное множество решений для d_2 . Зная d_1 и d_2 , и используя зависимости (2) можно определить точку сопряжения двух дуг (p_m). Формализуя вышеизложенное определим связь между d_2 и d_1 :

$$\begin{pmatrix} (q_2 - q_1) \cdot (q_2 - q_1) = (d_2 + d_1)^2, \\ (p_2 - d_2 \cdot t_2 - p_1 - d_1 \cdot t_1) \cdot (p_2 - d_2 \cdot t_2 - p_1 - d_1 \cdot t_1) = (d_2 + d_1)^2, \\ (v - d_2 \cdot t_2 - d_1 \cdot t_1) \cdot (v - d_2 \cdot t_2 - d_1 \cdot t_1) = d_2^2 + 2d_1d_2 + d_1^2, \\ v \cdot v - 2d_2 \cdot v \cdot t_2 - 2d_1 \cdot v \cdot t_1 + d_2^2 \cdot t_2 + 2d_1d_2 \cdot t_1 \cdot t_2 + d_1^2 \cdot t_1 \cdot t_1 = d_2^2 + 2d_1d_2 + d_1^2, \\ v \cdot v - 2d_2 \cdot v \cdot t_2 - 2d_1 \cdot v \cdot t_1 + d_2^2 + 2d_1d_2 \cdot t_1 \cdot t_2 + d_1^2 = d_2^2 + 2d_1d_2 + d_1^2, \\ v \cdot v - 2d_2 \cdot v \cdot t_2 - 2d_1 \cdot v \cdot t_1 + d_2^2 + 2d_1d_2 \cdot (t_1 \cdot t_2 - 1) = 0, \\ v \cdot v - 2d_1 \cdot v \cdot t_1 - d_2(2v \cdot t_2 - 2d_1(t_1 \cdot t_2 - 1)) = 0, \\ d_2 = \frac{v \cdot v - 2d_1 \cdot v \cdot t_1}{2v \cdot t_2 - 2d_1(t_1 \cdot t_2 - 1)}.$$

И окончательно

$$d_{2} = \frac{\frac{1}{2} \mathbf{v} \cdot \mathbf{v} - d_{1} \cdot \mathbf{v} \cdot t_{1}}{\mathbf{v} \cdot t_{2} - d_{1} (t_{1} \cdot t_{2} - 1)}.$$
 (5)

Каждый из центров дуг будем определять, как точку пересечения двух прямых. Так для c_1 – первая прямая, проходит через точку p_1 (см. рис. 1) и перпендикулярна отрезку (p_1, s), а вторая прямая проходит через точку p_m и перпендикулярна отрезку (q₁, p_m). Аналогично для центра второй дуги (c₂) – первая прямая соответствует второй прямой для c_1 , а вторая прямая должна проходить через p_2 и быть перпендикулярной отрезку (p₂, s). В виду тривиальности операций, основанных на зависимостях по определению координат точки пересечения двух прямых, используемых для определения координат точек c_1 и c_2 , подробное изложение этого материала опускается. По аналогичным соображениям не приводятся также и зависимости для определения радиусов дуг R_1 и R_2 , и углов θ_1 и θ_2 .

Особенности построения *BiArc*-кривых с высокой степенью плавности

В первую очередь следует определиться с алгоритмом нахождения значения d_1 . Выбор значения d_1 имеет большое влияние на форму *BiArc*-кривой (см. рис. 2).

Большие значения d_1 приводят к длинным и слабоизогнутым дугам. Значения d_1 близкие к нулю сделает первую дугу компактной и сильноизогнутой. При некоторых значениях d_1 , например, при $d_1 > |s - p_1|$ могут возникнуть случаи, не имеющие решения. В данной работе величина d_1 определяется из зависимости (6)

$$d_1 = k |s - p_1|, (6)$$

где 0 < k < 1 – коэффициент соответствующий доле расстояния d_1 в длине отрезка (p_1 , s). Длина отрезка (p_1 , s) всегда может быть определена, если будут известны координаты точки s. Последние легко определяются как результат пересечения двух прямых, проходящих через точки p_1 и p_2 и имеющих направления t_1 и t_2 , соответственно.



Рис. 2 – Влияние коэффициента k на форму BiArc-кривой



Рис. 3 – Построение контуров турбинного профиля с помощью BiArc-кривой

Как видно из рис. 2 при одних и тех же значениях исходных данных (p_1, p_2, t_1, t_2) можно получить бесконечное множество решений для *BiArc*-кривой, что позволяет ставить оптимизационную задачу получения наилучшего решения. В качестве функции цели может быть эвристический критерий (например, хорошо зарекомендовавший себя критерий минимума максимума кривизны) или минимум профильных/интегральных потерь в решетке.

В данной работе использовался геометрический критерий качества. Учитывая то, что величина d_1 по сути зависит от безразмерного нормированного коэффициента k (6). Для получения «наилучшей» BiArc-кривой необходимо найти соответствующее значение коэффициента k. Для достижения этой цели решается задача минимизации максимальной кривизны кривой d₁ или максимизации минимального радиуса одной из двух сопряженных дуг. Понятно, что в общем случае $R_1 \neq R_2$, и всегда (за исключением случая, когда $R_1 = R_2$), у одной из двух дуг радиус будет меньше. С учетом этого ставится задача найти такое значение k в области 0 < k < 1, которое обеспечит из всех возможных минимальных радиусов дуг максимальное его значение. В формализованном виде эта задача выглядит следующим образом

$$R_{(1 \text{ или } 2)} = \max \{ R_{(1, 2)}^{\min}(k) \}.$$
(7)

В результате мы получим значение коэффициента k, обеспечивающее максимально возможную плавность элемента кривой *BiArc*, состоящего из двух разных дуг окружностей. Решается данная задача методом одномерного поиска – квадратичной аппроксимации *DSC-Powell*.

Описание обводов турбинных профилей с помощью *BiArc*-кривых высокой степени плавности

Как видно из рис. З для построения контуров турбинного профиля достаточно трех участков с *BiArc*-кривыми (два участка на выпуклой части профиля, разделенные «горловой» точкой, и один участок на вогнутой части – всего шесть дуг окружностей).

Все необходимые данные для построения *BiArc*-кривых на каждом участке являются аналогичными, как и для других методов математического описания контуров турбинных профилей. К ним, прежде всего, относятся координаты точек сопряжения входной и выходной кромок с вогнутой и выпуклой частями профиля (точки $p_{11}, p_{13}, p_{22}, p_{23}$), а также точка «горла» на выпуклой части контура профиля. Следует отметить, что точка «горла» используется для построения, как первого участка *BiArc*-кривой (точка p_{12}), так



Рис. 4 – Профили и каналы корневого (1), среднего (2) и периферийного (3) сечений рабочей решетки первой ступени ЦСД турбины К-800-23,5

и второго участка *BiArc*-кривой выпуклой части профиля (точка p_{21}). Естественно, в отмеченных точках, используя общеизвестные зависимости [16, 17] всегда можно определить и значения первых производных.

В качестве примера возможности использования *BiArc*-кривых для построения контуров турбинных профилей на рис. 4. Приведены, построенные по описанной методике, профили и каналы корневого, среднего и периферийного сечений рабочей решетки первой ступени ЦСД турбины К-800-23,5, а на рис. 5 – профили корневых сечений первых шести ступеней ЦСД этой же турбины. Кривые на нижних профилях описывают изменение конфузорности вдоль канала решетки.

Как видно из рис. 4, 5 предложенный метод построения профилей рабочих решеток позволяет эффективно строить рабочие профили, описанные сопряженными дугами окружностей для различных ступеней и сечений по высоте лопатки.

Для автоматизации построения турбинных профилей с использованием *BiArc*-кривых была разработана подсистема профилирования для САПР «Турбоагрегат». Скриншот диалогового окна подсистемы профилирования приведен на рис. 6. Особенность данной подсистемы заключа-



Рис. 5 – Профили и каналы корневых сечений рабочей решетки первых шести ступеней ЦСД турбины K-800-23,5

TOPprofil													
File													
Атлас	Model box 💌 🌇 Циліндр 1	🗐 Ступень	1 🛔	3pis	1	*	Про	філь:	Робочи	й 📘	BiArc	-	
	Дані для профілювання						Краг	ки на	спинці г	1рофі	กя		
	Parameters	Value	Unit	Opt			3	<u> </u> 2		3			3
	відносний шаг решітки робочої	0.707371						1 0.	.0064616	52	0.58012	4	11
	хорда робочої решітки по зрізу	0.051553	м	I				2	10.789	92	31.610	4 🗐	
	хорда робочої решітки по зрізу	0.051553	м						40.08	:ol	15 015		
	геометричний кут входу робоча	32.69	*			Г	Краг	ки на	животи	ку пр	офіля —		
	Геометричний кут виходу	14.2213	*				2	4 2		3			2
1	ефективний кут виходу із PP н	17.7213	*				Ĩ	4	0.97212	27	0.33539	1	
	радіус вхідної кромки робочого	0.0013635	м					5	47.195	53	13,931	9 💌	
194	радіус вихідної кромки	0.0005	м	I			Koor	สมมาร		D T D I	pagiuou pr	ortiga	-
	початковий кут встановлення	16.9862 🗧 🗧	*					ципа	ицентр		задіўся пр	- Rindor	
	кут загострення вхідної кромк	40	*				1 2	2	3		4		
	кут загострення вихідної кром	10	*				2.2					- 1	new'
	кут відгибу вихідної кромки ро	24.5	*				2.3					- 1	opt
	шаг робочої решітки	0.0364671	м				4.5				_	- 1	<u> </u>
	горло решітки	0.0111001	м				4-0 5.0					- 1	
	площа перерізу профіля	0.000556653	м^2				6.7				_	- 1	
	абсциса центра тяжіння перер	0	м				7.9					-	
	ордината центра тяжіння переј	0	м				0.0						
	мінімальний момент інерції	0			•		0.1	1					
			-										

Рис. 6 – Диалоговое окно проектирования турбинных профилей с помощью BiArc-кривых

ется в том, что она непосредственно связана с единым интегрированным информационным пространством проектов многоступенчатых проточных частей осевых турбин, что позволяет проектировать турбинные профили сопловой и рабочей решеток любого сечения любой турбинной ступени, проектируемой (оптимизируемой) осевой турбины.

Обсуждение результатов

Как указывалось, ранее, в настоящее время разработаны ряд методов построения профилей турбинных решеток, с помощью которых (используя параметры управления) можно целенаправленным поиском получать наилучшие из множества построенных по выбранной методике [1]. Предлагаемый в статье метод, отличающийся своей простотой и технологичностью, пополняет набор методов, предназначенных для получения эффективных профилей. В то же время, следует подчеркнуть, что накопленный десятилетиями опыт турбостроения говорит о целесообразности получения профилей с плавно меняющейся кривизной вдоль обвода профиля. Однако, как указывалось ранее в литературе [16], вопрос, касающийся характера изменения кривизны вдоль контура профиля до конца не изучен. Поэтому предлагаемый метод построения профилей, пополняя набор возможных методов построения с применением целенаправленного выбора наилучшего варианта, предоставляет конструктору возможность его применения в случае жестких технологических ограничений при изготовлении лопаток.

Выводы

Разработан метод построения турбинных профилей, который позволяет описывать контуры выпуклой и вогнутой частей профиля с помощью парных дуг окружностей. Последнее дает широкие возможности учета технологии изготовления пера лопаток с помощью фрез. Метод позволяет ставить оптимизационные задачи и получать наиболее эффективные профили данного класса как по геометрическому критерию минимума максимума кривизны, так и по минимальным потерям в решетках.

Список литературы

- Бойко, А. В. Проектирование оптимальных турбинных профилей с помощью кубических интерполяционных сплайнов / А. В. Бойко, А. П. Усатый, В. С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 31–36. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2016.09.04.
- 2 Fazil, J. Investigation of airfoil profile design using reverse engineering Bezier curve / J. Fazil, V. Jayakumar // Journal of Engineering and Applied Sciences. 2011. № 7. P. 43-52. ISSN 2466-4308.
- 3 Бойко, А. В. Пространственная оптимизация лопатки прямой турбинной решетки с изменением профиля по высоте / А. В. Бойко, Ю. Н. Говорущенко, В. С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – № 14(988). – С. 5–10. – Бібліогр. : 4 назв. – ISSN 2078-774Х.
- 4 Кожевников, С. Н. Геометрический критерий плавности контура профиля турбинной лопатки / С. Н. Кожевников // Известия высших учебных заведений. Серия: Энергетика. – Минск, 1989. – С. 91– 93.
- 5 Русанов, А. В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин / А. В. Русанов, Н. В. Пащенко, А. И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2009. Т. 2, № 7. С. 32–37. ISSN 1729-3774.
- 6 Виноградов, Л. В. Аналитический обвод спинки соплового профиля / Л. В. Виноградов // Материалы 77-й международной научно-технической конференции ААИ «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», 27– 28 марта 2012 г. – Москва : МГТУ «МАМИ». – С. 48–55. – Режим доступа: http://mami.ru/science/aai77/scientific/article/s02/s02_0 7.pdf. – 22.01.2014.
- 7 Профили направляющих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Типы, основные параметры и размеры. ОСТ 108.260.01-84. Москва, 1984. 59 с.
- 8 Профили рабочих лопаток постоянного сечения паровых стационарных турбин. Типы, основные параметры и размеры. ОСТ 108.260.02- 84. – Москва, 1984. – 23 с.
- 9 Piegl, L. BiArc approximation of NURBS curves / L. Piegl, W. Tiller // Comput-Aided Des. – 2005. – No. 34(11). – P. 807–814.
- 10 Held, M. BiArc approximation of polygons within asymmetric tolerance bands / M. Held, J. Eibl // Comput-Aided Des. – 2005. – No. 37(4). – P. 357–371.
- 11 Tseng, Y.-J. Numerically controlled machining of freeform curves using BiArc approximation / Y.-J. Tseng, Y.-D. Chen, C.-C. Liu // Int J Adv Manuf Technol. – 2001. – No. 17(11). – P. 783–790.
- 12 Tae-wan, Kim. Internal energy minimization in BiArc interpolation, Received: 3 September 2008 / Tae-wan Kim, Yoo-chul Kim, Jung-chun Suh, Sanyuan Zhang, Zhouwang Yang // Int J Adv Manuf Technol. – 2009. – No. 44. – P. 1165–1174. – doi: 10.1007/s00170-009-1929-7.

- 13 Kazimierz Jakubczyk. Approximation of Smooth Planar Curves by Circular Arc Splines May 30, 2010 (rev. January 28, 2012). – Mode of access: http://kaj.uniwersytetradom.pl/prace/Biarcs.pdf. – 02.12.2014.
- 14 Tirupathi R. Chandrupatla, Department of Mechanical Engineering, Thomas J. Osler, Department of Mathematics Rowan University Glassboro, New Jersey 08028, Planar BiArc Curves – A Geometric View. – Mode of access:

https://pdfs.semanticscholar.org/7fc2/6b2b76d94a88c8d ab7ea17ac97d22dcc117d.pdf.-12.01.2016.

- 15 Ryan Juckett, BiArc Interpolation, May 16, 2014. Mode of access: http://www.ryanjuckett.com/programming/biarcinterpolation. – 12.01.2016.
- 16 Бойко, А. В. Оптимальное проектирование проточной части осевых турбин : моногр. / А. В. Бойко. Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1982. 152 с.
- 17 Аронов, Б. М. Профилирование лопаток авиационных газовых турбин / Б. М. Аронов, М. И. Жуковский, В. А. Журавлев. Москва : Машиностроение, 1975. 192 с.

Bibliography (transliterated)

- Boiko, A. V., Usaty, A. P. and Barannik, V. S. (2016), "Designing Optimal Turbine Profiles Using Cubic Interpolation Spline", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power* and heat engineering processes and equipment, No. 9(1181), pp. 31–36, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.04.
- 2 Fazil, J. and Jayakumar, V. (2011), "Investigation of airfoil profile design using reverse engineering Bezier curve", *Journal of Engineering and Applied Sciences*, No. 7, pp. 43–52, ISSN 2466-4308.
- 3 Boiko A. V., Govorushchenko Yu. N., Barannik V. S. (2013), "The spatial optimization of direct turbine row blode by changing profile in height", *Bulletin of NTU* "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 14(988), pp. 5–10, ISSN 2078-774X.
- 4 Kozhevnikov, S. N. (1989), "Geometric criterion of contour profile smoothness of the turbine blades", *Proceedings of the higher educational institutions. Series: Energy*, pp. 91–93, Minsk.
- 5 Rusanov, A. V., Pashchenco, N. V. and Kosyanova, A. I. (2009), "Analytical method of blade profiling of axial turbines flow paths", *Eastern European Journal of Advanced Technologies*, Vol. 2, No. 7, pp. 32–37, ISSN 1729-3774.
- 6 Vinogradov, L. V. (2012), "Analytical circumscription of low-pressure side of the nozzle profile", *Proceedings* of the 77th International Scientific and Technical Conference AAI "Automobile and Tractor in Russia: Development Priorities and training", 27–28 March 2012, pp. 48–55, Moscow State Technical University "MAMI", Moscow, available at: http://mami.ru/science/aai77/scientific/article/s02/s02_0 7,pdf (accessed 22 January 2014).
- 7 (1984), OST 108.260.01-84. The nozzles profiles of permanent section of the stationary steam turbines. The types, basic parameters and dimensions, Moscow, Russia.

- 8 (1984), OST 108.260.02-84. The working blades profiles of permanent section of stationary steam turbines. The types, basic parameters and dimensions, Moscow, Russia.
- 9 Piegl, L. and Tiller, W. (2002), "BiArc approximation of NURBS curves", *Comput-Aided Des*, No. 34(11), pp. 807–814.
- 10 Held, M., Eibl, J. (2005), "BiArc approximation of polygons within asymmetric tolerance bands", *Comput-Aided Des*, No. 37(4), pp. 357–371.
- 11 Tseng, Y.-J., Chen, Y.-D. and Liu C.-C. (2001), "Numerically controlled machining of freeform curves using BiArc approximation", *Int J Adv Manuf Technol*, No. 17(11), pp. 783–790.
- 12 Tae-wan Kim, Yoo-chul Kim, Jung-chun Suh, Sanyuan Zhang and Zhouwang Yang. (2009), "Internal energy minimization in BiArc interpolation", Int J Adv Manuf Technol, No. 44, pp. 1165–1174, doi: 10.1007/s00170-009-1929-7.

13 Kazimierz Jakubczyk. (2010), Approximation of

Smooth Planar Curves by Circular Arc Splines May 30, 2010 (rev. January 28, 2012), available at: http://kaj.uniwersytetradom.pl/prace/Biarcs.pdf (accessed 2 December 2014).

- 14 Tirupathi R. Chandrupatla, Department of Mechanical Engineering, Thomas J. Osler, Department of Mathematics Rowan University Glassboro, New Jersey 08028, Planar BiArc Curves – A Geometric View, available at: https://pdfs.semanticscholar.org/7fc2/6b2b76d94a88c8d ab7ea17ac97d22dcc117d.pdf (accessed 12 January 2016).
- 15 Ryan Juckett, BiArc Interpolation, May 16, 2014, available at: http://www.ryanjuckett.com/programming/biarcinterpolation (accessed 12 January 2016).
- 16 Boiko, A. V. (1982), Optimal design of the axial turbine flow path, Vishcha school. Publishing house at Kharkov Un-ty, Kharkov, Russian.
- 17 Aronov, B. M., Zhukovsky, M. I. and Zhuravlev, V. A. (1975), *Profiling the blades of aviation gas turbines*, Engineering, Moscow.

Сведения об авторах (About authors)

Бойко Анатолий Владимирович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; еmail: aboiko@kpi.kharkov.ua, ORCID 0000-0003-4549-3577.

Boiko Anatoly – Doctor of Technical Science, Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Усатый Александр Павлович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры турбиностроения, г. Харьков, Украина; e-mail: alpaus@ukr.net, ORCID 0000-0002-8568-5007.

Usaty Alexander – Doctor of Technical Science, Senior researcher, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Бойко, А. В. Использование BiArc-кривых для описания контура турбинных профилей / А. В. Бойко, А. П. Усатый // Вiсник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 20–27. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.03.

Please cite this article as:

Boiko, A. and Usaty, A. (2017), "Use Blarc-Curves for Contour Description of the Turbine Profiles", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 20–27, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.03.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Бойко, А. В. Використання ВіАгс-кривих для опису контуру турбінних профілів / А. В. Бойко, О. П. Усатий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 20–27. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.03.

АНОТАЦІЯ У роботі розглянута можливість використання BiArc-кривих для математичного опису турбінних профілів. Наведено елементи теорії побудови BiArc-кривих. Розглянуто особливості опису контурів опуклою і увігнутою частин турбінних профілів за допомогою BiArc-кривих. Описано алгоритм автоматичної побудови контурів турбінних профілів з використанням геометричного критерію якості, що забезпечує максимальну плавність ділянок BiArc-кривих. Наведені приклади побудови турбінних профілів з використанням BiArc-кривих з різними вихідними даними.

Ключові слова: BiArc-крива, турбінна решітка, турбінний профіль, математичний опис форми турбінного профілю.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 532.6

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.04

S. KHOMYLEV, S. RIZNYK, A. KARPENKO

DESIGN OF POWER TURBINE FLOW PATH OF SMALL AEROENGINE

ABSTRACT An approach to the design of a turbine flow part is presented. The approach is based on the analysis of design and operational constraints, on the definition of areas of engineering solutions that ensure the achievement of defined parameters with an acceptable technical risk. The considered turbine is a Power Turbine (PT) of a small aviation gas-turbine engine. The PT is an uncooled single-stage axial turbine with a shrouded rotor. Before PT there is a diffuser Inter-Turbine Duct from the high-pressure turbine. The constraints, assumptions and criterion of effective designing of the PT flow path at the stage of one-dimensional design (based on the mean diameter) are considered. They include the constraints on the Inter-Turbine Duct expansion, on the mechanical loads of rotor blades, the flow parameters at the outlet of the turbine, and others. The solution scope defined as region in a "middle diameter – blade span ratio" and a rotational speed coordinates. For designed flow path the blade rows was profiled and verifying 3D calculations was carried out. 1D calculations performed by in-house code. For 3D calculation CFD code FlowER used. According numerical results PT flow path ensure specified parameters. The works were carried out within the Framework Programme 7 (FP7) EU project "Efficient Systems and Propulsion for Small Aircraft" (ESPOSA) – under the Grant Agreement number N: ACP1-GA-2011-284859. **Keywords**: power turbine, flow path, optimization, efficiency, constraints.

С. А. ХОМЫЛЕВ, С. Б. РЕЗНИК, А. М. КАРПЕНКО

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ СИЛОВОЙ ТУРБИНЫ МАЛОРАЗМЕРНОГО АВИАЦИОННОГО ДВИГАТЕЛЯ

АННОТАЦИЯ Представлен подход к проектированию проточной части турбины, который основан на анализе конструктивных и режимных ограничений, определении области возможных инженерных решений, обеспечивающих достижение заданных параметров при допустимом техническом риске. Рассмотрены ограничения, допущения и критерии эффективного проектирования проточной части силовой турбины малоразмерного авиадвигателя на этапе одномерного проектирования — расчета на среднем диаметре. Работа проведена в рамках 7-й рамочной программы ЕС "Эффективные системы и силовая установка для малой авиации" (ESPOSA) — Соглашение о предоставлении Гранта №: acp1-GA-2011-284859.

Ключевые слова: силовая турбина, проточная часть, оптимизация, эффективность, ограничения.

Introduction

Designing of flow paths of the aircraft engine turbines is a complex multidisciplinary iterative process of finding compromises between many, often conflicting, factors. In general, the task of designing a turbine is reduced to achieving specified operating parameters thus providing strength, reliability, service life, manufacturability within the given dimensions with minimal weight and cost of an assembly. Such task is difficult to formalize for the mathematical optimization. Therefore, the aerodynamic designing is usually divided into a number of sub-tasks to be solved at different levels. At each level of the design a search for the most efficient compromise solution is performed.

The first level is a one-dimensional design, in which a number of stages is determined, a flow path shape and dimensions are selected. This is the most important phase of the turbine design because at this stage lays the boundaries (basic parameters), within which shall be to implement the project and which largely determine the potential results that can be achieved using of more sophisticated techniques of numerical analysis of the flow (on next levels). Accepted decisions at this stage effectively retained throughout the life cycle of the turbine [1].

This paper demonstrates an approach for de-

signing of the flow path of the small uncooled singlestage Power Turbine. The main purpose of the paper is to describe the some criteria and results of the optimization of the turbine flow path.

The work carried out at the SE Ivchenko-Progress within the FP7 EU project "Efficient Systems and Propulsion for Small Aircraft" (ESPOSA) – under the Grant Agreement number №: ACP1-GA-2011-284859ESPOSA.

Initial data for the design

Table 1 contains the general PT operating parameters obtained from engine thermodynamic calculation. The analysis of presented data shows, that the turbine is small-sized, it means that we should expect a strong influence of the scale factor (axial and diametrical size of the flow path and profiles, gaps, ledges) on efficiency. The PT specific work at the Design Point is 204.5 kJ/kg and a total pressure ratio is 2.49. For these parameters a single-stage turbine is an optimal solution.

© S. Khomylev, S. Riznyk, A. Karpenko, 2017

Parameter	Design Point	Take-Off,					
	3000 III	scalevel					
P_0^* [kPa]	189.5	227.3					
T_1^* [K]	997.9	968.9					
G_1 [kg/s]	1.986	2.387					
π^*	2.491	2.118					
N[kW]	406.5	406.5					
η*	0.873	0.892					
n/n_{DP}	1.0	1.0					

Table 1 – PT operating parameters

The rotational speed and turbine power at basic operating conditions are equal, and the gas tempera-

tures are close; it means that turbine parts will be equally highly loaded in terms of mechanical and thermal loading at operating conditions that will affect their service life. The stage load factor ($\mu = \frac{N}{GU^2}$ at

Take-Off is 16.7 % lower, and the total pressure ratio is 17.6 % lower than that at Cruise. In other words, these operating conditions (Take-Off and Cruise) differ greatly in terms of aerodynamic parameters.

Fig. 1 presents the PT flow path scheme. This is an uncooled single-stage axial turbine with a shrouded rotor. Before PT (between HPT and PT) there is a diffuser Inter-Turbine Duct (ITD).



Fig. 1 - PT flow path scheme

General constraints and assumptions

During designing of the flow path shape, throughout the entire available range of variational parameters, depending on the target function (high efficiency, low weight, etc) it is possible to get a set of essentially different solutions that at the same time, can not satisfy the other ("non-target") criteria. In order to exclude from consideration obviously unsatisfactory solutions on a given parameter, as well as to cut down of the solutions search, it is necessary to impose constraints using experience and available information concerning design and operation of the turbines for such application. Obviously, the choice of such constraints on the stage of turbine starting point is directly related to technical risk of the project, time and resources needed to create and develop a unit.

The first constraint for the considered turbine is an axial area (A_{ex}) at the exit of the Inter-Turbine Duct (at the PT inlet). The area at the ITD inlet (A_{in}) is fixed and defined by the dimensions of the HPT. The axial length of the ITD $(b_{duct}, \text{ see Figure 1})$ is determined by the dimensions of the turbine support. To ensure acceptable performance of the ITD the value of the equivalent diffuser opening angle must be not more then 20 deg. For the available values of A_{in} and b_{duct} from the geometrical relations the constraint was obtained $A_{ex} \le 1.5A_{in}$. Therefore, the ITD diffusion factor must be 1.5, that is also acceptable.

Another constraints associated with the ITD are meridional angles of the duct hub and tip walls. A flow in the ITD inlet section is high-speed, very nonuniform and swirling. It is very important to avoid flow separation at the diffuser duct walls. For this purpose it is desirable to avoid reducing of the duct hub and high slope of the duct casing. In such case for the duct hub wall the following constraint is used:

$$\gamma_{duct\ hub} \ge 0 \ \deg, \tag{1}$$

where in Fig. 1 the direction from the engine shaft counterclockwise is taken for the positive direction of γ angle.

For the outer wall of the duct the following constraint is taken:

$$\gamma_{duct tip} \leq +25 \text{ deg.}$$
 (2)

The next constraint is the axial area of the PT exit section. A blade mechanical load factor $(A \cdot n^2)$ will be used to determine the required area. Increasing of the $A \cdot n^2$ factor gives usually (within certain limits) a positive effect in terms of stage gas-dynamic efficiency. All other conditions being equal, this allows,

for example, to increase the blade height (and hence reduce the tip losses), to reduce the exit velocity (and hence the losses with the exit velocity and losses in the duct downstream the turbine), to increase the rotation speed (and thus reduce the aerodynamic load). But, per contra, this increases the centrifugal mechanical load at a hub section of rotor blades and on a turbine disc.

Based on existing experience in the turbine design and taking into account the expected operating conditions in order to ensure the blade strength the following constraint is used:

$$A \cdot n^2 \le 30 \cdot 10^6 \text{ m}^2 \cdot \text{rpm}^2.$$
 (3)

To obtain acceptable exit losses the maximum relative exit velocity is limited by the value:

$$\lambda_{c2} \le 0.5. \tag{4}$$

Additionally, there are requirements to the PT outlet section flow exit angle. High flow swirl increases the energy losses in the exit duct. Due to the fact that the use of the straightening vanes is not provided in the structure, there should be a constraint for the angle at basic operating conditions $\alpha_2 = 90 \text{ deg} \pm 10 \text{ deg}$. Or, based on operation conditions parameters ratio, for the Design Point the following is accepted:

$$80 \deg \le \alpha_2 \le 90 \deg. \tag{5}$$

During the process of the blade and vane axial chord selection the following constraints will be taken into account. In order to avoid high secondary losses it is necessary to ensure the aspect ratio of the blades:

$$h/b \ge 2. \tag{6}$$

For the same reasons, and to avoid a flow separation at the hub, we restrict the slope angles of the flow path line $\gamma_{vane hub} \leq -10$ deg and $\gamma_{vane tip} \leq 25$ deg.

In order to avoid large additional losses at the Design Point under the conditions of rarefied gas it is necessary to provide the following values of Reynolds number:

$$\text{Re}_{vane} \ge 1.5 \cdot 10^{5}$$

(7)

(8)

$$Re_{blads} > 0.8 \cdot 10^5$$
.

Here, the value Re_{blade} was based on experimental results of the blade investigation fulfilled by VZLU in the high-speed wind tunnel [2], where it was found that the most intense increase of profile losses is at $\text{Re}_{blade} < 0.8 \cdot 105$. The similar to VZLU results were obtained numerically by CIAM. In the absence of such an experiment for the vane profile Re_{vane} value was selected according to the same principles, but from the generalized relationship [3].

To a first approximation, it was assumed that the PT has a constant inner diameter, and a rotor blade has the same height at the inlet and outlet section (see Fig. 1):

$$D_{0\ hub} = D_{1\ hub} = D_{2\ hub}, \quad h_1 = h_2. \tag{9}$$

The absolute magnitude of the radial gap above PT rotor (Δ_{gap} , see Fig. 1) is chosen from the experience of design and operation of similar dimension turbines and remained unchanged in the course of calculations (certainly it is an assumption). But its relative magnitude is changed versus blade span.

Solutions scope

In consideration of imposed constraints and assumptions, the problem of optimizing the PT flow path is reduced to the determination of values of a "middle diameter – blade span ratio" (D_{mid}/h), a rotational speed (n) and a stage reaction (ρ). These parameters will fully define the shape of the flow path and velocity triangles, and hence the PT efficiency.

Using constraints (1) and (2), assumptions (9), and axial chords defined from the constraints (7) and (8), the possible maximum and minimum PT diameters are determined by geometrical relationships. Using simple calculations, there was defined the practical significant scope of solutions satisfying at the same time the constraints (3) and (6). That is

$4.6 \le D_{mid}/h \le 7.1$, 30600 rpm $\le n \le 35600$ rpm. (10)

The degree of reaction is accepted typical for aircraft turbine's stages $0.3 \le \rho \le 0.45$.

Variative gas-dynamic calculations

The gas-dynamic calculations of the turbine at middle diameter (1*D*-calculation) were carried out with the SE Ivchenko-Progress' in-house code. The procedure is based on the theoretical and experimental research and correlations carried out at CIAM and SE Ivchenko-Progress. The procedure allows to determine losses in a cooled turbine depending on the geometrical and operating parameters and on the cooling air parameters.

To determine the total losses in a turbine cascade the following losses are taken into consideration: friction losses, edge losses, secondary losses, losses due to meridional opening of the channel, losses due to Reynolds number and Mach number (relative velocity), as well as the losses due to the flow turbulence, tip clearances leakage and some design peculiarity of the flow path. Also for cooled turbine the losses due to cooling are determined with the account for blow-in place and cooling air parameters. Thus, the current procedure takes into consideration the majority of factors having influence on the efficiency of

and

any turbine. It allows to determine the achievable efficiency level of a turbine with specified dimensions and with the optimally profiled blades. This procedure was used and approved its effectiveness in the course of designing modern aircraft engines.

In the Fig. 2 some results of variative turbine computations at different D_{mid}/h and *n* values are shown. Here the mechanical loading parameter was accepted as a constant value $A \cdot n^2 = 30 \cdot 106 \text{ m}^2 \cdot \text{rpm}^2$, the stage reaction remained invariant $\rho = 0.35$. The absolute magnitude of the blade-tip clearance also remained invariant. Thus the value of the clearance leakage was changing proportionately with its relative magnitude Δ_{gap}/h_{blade} .

For preliminary comparative assessment of the

turbine mass the next formula is used [1]:

$$M = K \cdot N_{st} \cdot D_{mid}^{2.5} \cdot U_{mid}^{0.6}$$

where K – empirical coefficient, includes the SE Ivchenko-Progress experience; N_{st} – number of stages; D_{mid} – middle diameter; U_{mid} – middle circumferential velocity.

The required number of rotor and nozzle blades was calculated, at a first approximation, for the Zweifel's coefficient value $Zw_{vane} = Zw_{blade} = 0.9$. However, such an assessment does not take into account, for example, a possibility of arranging the blades at the disc rim.



Fig. 2 – Turbine parameters vs. rotation speed and diameter-span ratio: a – efficiency; b – mass; c – exit relative velocity; d – exit flow angle; e – vane aspect ratio, f – blade aspect ratio; g – vane tip slope angle; h – airfoils total number

An analysis of the obtained results shows the following (see Fig. 2):

The concerned rotation speed range is lying on the drooping region of the $\eta^*(n)$ dependence (Fig. 2(a)). This is conditioned by the fact that here the negative influence of axial area reduction is much greater than the aerodynamic loading reduction gain for all "diameter-span ratio" values.

The turbine mass (Fig. 2(b)) diminishes with the rotor speed increasing and the relative diameter decreasing at the expense of mid diameter decrease.

The relative exit velocity (Fig. 2(c)) increases

with the rotational speed increasing, and practically does not depend on the D/h value. At the same time, the exit flow angle (Fig. 2(d)) depends to a greater degree on the relative diameter.

The vane and blade aspect ratio increases regularly with the D/h decrease (Fig. 2(e) and 2(f)). The increase of rotational speed decreases of the rotor blade span, but not influences on the vane ones in practice. Besides that, it has been found as a result of computations that it is impossible for the vane within the specified constraints to ensure fulfillment of the condition (6) at the expense of the blade height, and decreasing of their axial chord is inappropriate due to the dramatic increase of losses due to Reynolds number and efficiency decrease.

The slope angle of the vane outer wall decreases with the rotational speed increasing (Fig. 2(g)) at the expense of tip diameter decrease.

The required number of blades (Fig. 2(h)) increases both with the rotation speed and the relative diameter increasing, which is conditioned mainly with the increase of blade exit angles (and convergence ratio) due the flow path height decreasing.

Based on the computational results, with the constraints taken into account, it was determined that the parameters of the target PT flow path must be arranged inside the *ABCDE* figure on the diagram shown in Fig. 3. The shown " D_{mid}/h " and "n" boundaries were obtained when any of the limitations is achieved, and limitations conform as follows:

AB line – to minimal exit flow angle, according to the condition (5);

BC line – to maximal relative exit velocity, according to the condition (4);

CD line – to minimal rotor blade height, according to the condition (6);

DE line – to maximal exit angle, according to the condition (5);

The conventional boundary EA is determined by (10).

In Fig. 4 some computational results for PT of variable stage reaction are presented. These computations were performed for $D_{mid}/h = 6$ and n = 33100 rpm. It is logical to assume that for other values of rotational speed and relative diameter the obtained dependencies will not change qualitatively.

From the received data it is clear that with the stage reaction increasing the stage efficiency increases and the exit flow angle decreases, which is logical. Due to convergence ratio increase of the rotor blades their required number decreases. The relative exit velocity shows a noticeable extremum within the considered boundaries, although the reactivity dependence of the exit velocity is negligible.







Fig. 4 – Turbine parameters vs reaction: a – efficiency; b – exit relative velocity; c – exit relative velocity; d – blade number

Results of the PT flow path section optimization

The carried out computational investigation allowed to select the PT flow path geometry and the rotor speed on a reasonable basis (Star on the Fig. 3). The rotor speed was matched with the propeller rotational speed (via the reduction gear), after which it made up n = 33135 rpm. The rotor blade relative middle diameter was taken equal to $D_{mid}/h = 5.7$. The expansion of the flow path was accomplished at the expense of increasing the vane outer diameter. With the purpose of excluding high losses at the hub, the vane inner diameter was taken as a constant. The rotor blade was accomplished with constant outer diameter and slight decrease of the inner diameter. The axial chords of the vane and blade were selected taking into account the influence of Reynolds numbers on the turbine efficiency at the Design Point. The rotor blade aspect ratio was obtained to be equal h/b = 2.03.



Fig. 5 – PT flow path scheme

Table 2 – Results of the PT 1D gas-dynamic calculation. Design Point

tion. Design i	onne		
Parameter	Value	Parameter	Value
ρ_{mid}	0.400	Zw vane	0.95
α_1 [deg]	21.0	Zw blade	1.05
β_1 [deg]	58.2	φ	0.963
β_2 [deg]	30.4	ψ	0.951
α_2 [deg]	81.3	U/C_{is}	0.532
λ_{c1is}	0.987	μ	1.429
λ_{w2is}	0.943	C_{ax}/U	0.575
λ_{c2}	0.481	π^{*}	2.491
Revane	182000	η*	0.873
Re _{blade}	87800	$\frac{A \cdot n^2}{[\text{m}^2 \cdot \text{rpm}^2]}$	$28.9 \cdot 10^{6}$

Table 3 – Results of PT 1D gas-dynamic calculation. Take-Off

Parameter	Value	Parameter	Value
ρ_{mid}	0.335	μ	1.192
λ_{C2}	0.397	C_{ax}/U	0.503
α_2 [deg]	97.88	π^{*}	2.118
U/C_{is}	0.594	η*	0.890

Table 4 – Results of the PT 3D CFD calculation

Parameter	Design Point	Take-Off,
	3000 m	sea level
π^{*}	2.489	2.131
$\frac{G_1 \sqrt{T_1^*} / P_0^*}{[\underline{\text{kg}} \sqrt{\text{K}} (\text{s·kPa})]}$	0.330	0.328
N[kW]	424.4	424.4
λ_{C2}	0.51	0.39
$\alpha_2 [\text{deg}]$	78.9	95.9

In Table 2 the results of PT gas-dynamic calculation at middle diameter at the Design Point (see table 1) are presented. Selected turbine rotation speed and the geometry ensure a moderate velocity ratio (U/C_{is}) and aerodynamic load factor (μ). To ensure the required PT efficiency at the Design Point there was accepted a higher middle reaction, which provides acceptable values of the exit angle and relative velocity. At the Design Point the PT features trans-sonic velocities beyond the vane and high subsonic velocities beyond the rotor blades. The PT efficiency makes up $\eta^* = 0.873$. Thus, at the Design Point the PT parameters comply with the technical requirement, without exceeding the main constraints.

In Table 3 some results of the 1*D* verifying calculation at Take-Off power (see table 1) are presented. It is clear that at the turbine outlet the flow has an acceptable relative velocity and swirl. The hub reaction remains positive and sufficiently high, which allows avoiding diffuser flow on the rotor blades. An insignificant underperformance of PT efficiency at the Take-Off is assumed to be eliminated at the expense of rational 3*D* profiling of the blades.

Results of 3D gas-dynamic calculation

After profiling turbine rows verifying calculations of PT in the 3D definition by solving Reynoldsaveraged Navier-Stokes equations with the use of *CFD* code *FlowER* [4] were performed. Simulation of turbulent effects was carried out by $k-\omega$ (SST) Menter's model [5]. The equations were solved numerically by the second order implicit difference numerical scheme. The computational domain included the whole turbine flow path (this allowed correct modeling of PT inlet conditions) and is defined by modified *H*-type mesh. The mesh consists of about 500 000 cells on one blade channel.

The main results of verifying 3D *CFD* calculations of the optimized PT are presented in Table 4. The presented results show that the main purposes of PT design and optimization are achieved (see also Table 1–3). We have ensured specified mass flow rate, acceptable values of the exit angle and relative velocity and the same power for both considered regimes. The calculated power exceeds the design power.

Conclusion

The optimization of the flow path shape of the Power Turbine was fulfilled. According to the analysis of the main parameters at the PT operating conditions the number of turbine stages was justified, the number of constraints was selected and areas of design solutions were identified. On the basis of results of variative 1D calculations there were selected the basic dimensions of the flow path, the degree of reactivity and the rotor speed that will provide the required performance of PT at the Design Point with a minimal technical risk. After profiling turbine rows the verifying 3D CFD calculations of the PT were performed. The results confirmed required parameters.

Bibliography

- 1 Inozemtsev, A. A. and Sandratsky, V. L. (2006), *Gas Turbine Engines*, Aviadvigatel Open Joint Stock Company, Perm, Russia
- 2 Michalek, J. and Starka, P. (2013), "A Comparison of Experimental and Numerical Studies Performed on a Low-Pressure Turbine Blade Cascade at High-Speed Conditions", Proceeding of 11th international Symposium on Experimental and Computational Aerothermodynamics of Internal Flows. May 6–11, 2013, Shenzhen, China.
- 3 Kacker, S. C. and Okapuu, U. (1982), "A mean Line Prediction Method for Axial Flow turbine Efficiency", *ASME*, no. 81-GT-58.
- 4 Yershov, S. and Rusanov, A. (1996), The application package FlowER for the calculation of 3D viscous flows through multistage turbomachinery : Certificate of Ukrainian State Agency of Copyright and Related Rights, IIA no. 77, Kiev, Ukraine, 19.02.1996 (in Ukrainian).
- 5 Menter, F. R. (1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", *AIAA J.*, vol. 32, no. 8, pp. 1598–1605.

About authors (Сведения об авторах)

Khomylev Sergey– Senior designer of a turbine department, SE Ivchenko-Progress, Zaporozhye, Ukraine; e-mail: s.a.khomylev@gmail.com.

Хомылев Сергей Александрович – Ведущий конструктор отдела турбин, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина; e-mail: s.a.khomylev@gmail.com.

Riznyk Sergiy - Brigade chief of a turbine department, SE Ivchenko-Progress, Zaporozhye, Ukraine.

Резник Сергей Борисович – Начальник расчетно-экспериментальной бригады отдела турбин, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Karpenko Artyom – Designer of a turbine department, SE Ivchenko-Progress, Zaporozhye, Ukraine.

Карпенко Артем Михайлович – Конструктор отдела турбин, ГП «Ивченко-Прогресс», Запорожье, Украина.

Please cite this article as:

Khomylev, S., Riznyk, S. and Karpenko, A. (2017), "Design of Power Turbine Flow Path of Small Aeroengine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 28–34, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.04.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Хомылев, С.А. Проектирование проточной части силовой турбины малоразмерного ГТД / С. А. Хомылев, С. Б. Резник, А. М. Карпенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 28–34. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.04.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Хомилєв, С. О. Проектування проточної частини силової турбіни малорозмірного ГТД / С. О. Хомилєв, С. Б. Різник, А. М. Карпенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 28–34. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.04.

АНОТАЦІЯ Представлено підхід до проектування проточної частини турбіни, який заснований на аналізі конструктивних та режимних обмежень, визначенні області можливих інженерних рішень, що забезпечують досягнення заданих параметрів при допустимому технічному ризику. Розглянуто обмеження, припущення та критерії ефективного проектування проточної частини силової турбіни малорозмірного авіадвигуна на етапі одновимірного проектування - розрахунку на середньому діаметрі. Робота проведена в рамках 7й рамкової програми ЄС "Ефективні системи і силова установка для малої авіації" (ESPOSA) - Угода про надання Гранта №: acp1-GA-2011-284859. Ключові слова: силова турбіна, проточна частина, оптимізація, ефективність, обмеження.

Received (поступила) 17.02.2017

УДК 536.244:621.438

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.05

А. А. ХАЛАТОВ, Н. А. ПАНЧЕНКО, М. В. БЕЗЛЮДНАЯ

ФАКТОРЫ УВЕЛИЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ЗА ДВУХРЯДНОЙ СИСТЕМОЙ ОТВЕРСТИЙ В ПОЛУСФЕРИЧЕСКИХ УГЛУБЛЕНИЯХ

АННОТАЦИЯ Представлены результаты поверхностной визуализации и компьютерного моделирования пленочного охлаждения плоской поверхности при подаче воздуха через цилиндрические наклонные отверстия в полусферических углублениях и через традиционные цилиндрические наклонные отверстия. На основании анализа результатов сделаны выводы о структуре течения за отверстиями в сферических углублениях и о причинах повышения эффективности пленочного охлаждения за ней по сравнению с традиционной схемой.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, сферические углубления, «почечный» вихрь, визуализация, компьютерное моделирование, поверхностные линии тока.

A. KHALATOV, N. PANCHENKO, M. BEZLIUDNA

AUGMENTATION FACTORS OF THE FILM COOLING CONFIGURATION USING TWO ROWS OF INCLINED CYLINDRICAL HOLES PLACED INSIDE HEMISPHERICAL DIMPLES

ABSTRACT The modern high-performance gas turbine engines operate at the temperatures exceeding the melting temperature of construction materials, which require the blade cooling. Usually the gas turbine blades apply high-developed cooling system including the external film cooling promoting the higher operational durability and longer blade service life. Then film cooling efficiency depends strongly from the method of coolant supply onto the blade surface. Currently the published results contain some data, regarding the type of coolant supply. Analysis of this data has shown that coolant supply into hemispherical dimple is one of the perspective schemes, providing the high rate of film cooling efficiency. The interesting scientific task is investigation of physical structure near the cooled surface and identification of reasons influencing greater film cooling efficiency compared with traditional cooling technique. For this reason using the ink spot technique the surface streamline visualization was performed for the traditional cooling scheme, as well as the coolant supply into hemispherical dimples. The numerical simulation was made using ANSYS CFX 14 code along with k- ε turbulence model, the blowing factor was varied from 0.5 to 2.0. The analysis of results obtained has shown that scheme with a coolant supply into hemispherical dimples reduces the flow separation length and the intensity of pair ("kidney") vortex.

Key words: film cooling, spherical dimples, kidney vortex, visualization, numerical simulation, surface streamlines

Введение

Пленочное охлаждение широко используется для охлаждения лопаток первых ступеней высокотемпературных газовых турбин. При подаче охладителя на поверхность лопатки создаётся защитная пленка (завеса), таким образом, уменьшается контакт материала лопатки с горячим агрессивным газом. Важным фактором является создание равномерной в поперечном направлении пленки и ее как можно более длительное сохранение вниз по потоку. В традиционных схемах подачи охладителя через систему круглых наклонных отверстий при параметре вдува больше единицы эффективность пленочного охлаждения резко снижается, что обусловлено отрывом потока от поверхности охлаждения и возникновением вторичных вихревых структур («почечных» вихрей), разрушающих пленку охладителя и способствующих «подсосу» горячего потока к защищаемой поверхности.

В настоящее время активно изучается возможность использования инновационных систем пленочного охлаждения, таких как подача охладителя в углубления различной формы [1, 2], отверстия сложной формы [3], а также создание «антивихревых» систем [4–5]. Ведущие турбиностроительные компании уже используют инновационные схемы, однако сложная форма отверстий повышает стоимость их производства. В связи с этим важной проблемой является поиск и исследование систем пленочного охлаждения, которые обеспечивают высокую эффективность пленочного охлаждения, снижение расхода и равномерное распределение охладителя по поверхности.

Цель работы

Идея подачи охладителя в углубления сферической формы была предложена в ИТТФ НАНУ [6]. В работе [7] показано, что при изменении параметра вдува от 0,5 до 2,0 такая схема обеспечивает повышение эффективности пленочного охлаждения по сравнению с традиционной схемой от 22 до 120 %. В связи с этим значительный интерес представляет анализ структуры потока около охлаждаемой поверхности и исследование причин повышения эффективности пленочного охлаждения.

© А. А. Халатов, Н. А. Панченко, М. В. Безлюдная, 2017

Визуализация поверхностных линий тока и анализ результатов моделирования

Эксперименты проводились в аэродинамической трубе открытого типа, подробное описание экспериментальной установки представлено в [8]. В экспериментах использовалась пластина для полачи возлуха. схема которой. представлена на рис. 1. Геометрические параметры были следующими: диаметр сферических углублений D составлял 8 мм; относительная глубина h/D = 0.5; диаметр цилиндрических отверстий d = 3,2 мм; поперечный шаг отверстий t = 16 мм (t/d = 5), продольный шаг $t_1 = 8$ мм ($t_1/d = 2,5$), угол подачи охладителя к плоскости пластины α = 30°. Нижняя линия проекции цилиндрического отверстия на плоскость х-у проходит через край углубления вниз по потоку. При визуализации вдуваемый (вторичный) воздух не нагревался, турбулизирующая решетка и профили для создания ускорения потока отсутствовали.

Для визуализации применялся метод масляных точек, в котором в растительное масло добавлялся черный краситель. На поверхности пластины помещался гладкий картон, на который наносились масляные точки. В первых четырех рядах точки располагались в коридорном порядке с продольным и поперечным шагом 2,5 мм. Следующие ряды точек располагались в шахматном порядке с поперечным шагом 5 мм и продольным — 10 мм.

Для проверки качества потока перед отверстиями вдува был проведен тестовый эксперимент. В этом случае отверстия вдува полностью заклеивались. Поверхностные следы за масляными точками растекались равномерно, не пересекаясь друг с другом, что свидетельствовало о равномерности профиля скорости в поперечном направлении.

Также в работе представлен анализ результатов компьютерного моделирования. Поскольку схема показала более высокие значения эффективности охлаждения при высоких параметрах вдува, то для компьютерного анализа выбран случай, соответствующий параметру вдува m = 1,5. Как и в экспериментах рассмотрена схема подачи нагретого охладителя в более холодный основной поток (температура вторичного воздуха 50 °C, основного – 20 °C). При компьютерном моделировании использовалась k- ε модель турбулентности, показавшая наилучшие результаты при сравнении с экспериментальными данными [9].

Обсуждение результатов

На рис. 2 представлено распределение поверхностных линий тока при вдуве охладителя в полусферические углубления (рис. 2*a*) и через традиционные наклонные цилиндрические отверстия (рис. 2*б*). В этом случае распределение линий тока



Рис. 1 – Схемы расположения отверстий: а – отверстия в полусферических углублениях, б – цилиндрические отверстия



Рис. 2 – Поверхностные линии тока: а – отверстия в полусферических углублениях; б – цилиндрические отверстия

существенно отличается от данных полученных при тестовых экспериментах.

При m = 0,5 сразу за вторым рядом отверстий в полусферических углублениях формируется область слабого обратного течения (обратное растекание масляных точек первого и второго рядов). Точки третьего и четвертого рядов практически не растекаются, что свидетельствует о застойных явлениях. Для системы цилиндрических отверстий при m = 0,5 за отверстиями второго ряда масляные точки первых четырех рядов (x = 10 мм) не растекаются (более широкая застойная зона). Аналогичная картина наблюдается в первом ряду масляных точек за отверстиями первого ряда отверстий.


Рис. 3 – Поверхностные линии тока (m = 1,5): а – отверстия в полусферических углублениях; б – цилиндрические отверстия



Рис. 4 – Линии тока основного потока около поверхности пластины (m = 1,5): а – отверстия в полусферических углублениях; б – цилиндрические отверстия



Рис. 5 – Структура потока в полусферическом углублении (m = 1,5)



Рис. 6 – Поля адиабатной эффективности пленочного охлаждения; т = 1,5: а – отверстия в полусферических углублениях,



Рис. 7 – Векторы скорости при x/d = 3 за вторым рядом отверстий; т = 1,5:

а – отверстия в полусферических углублениях; *б* – цилиндрические отверстия в стенке





При m = 1,0 за системой отверстий в углублениях зона слабого обратного течения сохраняется, а точки третьего и четвертого рядов незначительно растекаются в направлении основного потока (после зоны отрыва). При вдуве охладителя через цилиндрические отверстия для m = 1,0 область обратного растекания масляных точек сохраняется, причем, масляные точки третьего и четвертого рядов (x = 7,5...10 мм) стекаются к центральной линии за отверстием (проявление парного вихря).

При параметре вдува m = 1,5 картина поверхностных линий тока при вдуве через систему отверстий в углублениях аналогична случаю m = 1,0, с той лишь разницей, что область обратного течения масляных точек выражена сильнее. При подаче охладителя через систему цилиндрических отверстий при m = 1,5 зона обратного течения расширяется и усиливается перетекание масляных точек в поперечном направлении к центральной линии до третьего ряда масляных точек (усиление вторичного вихря).

При повышении параметра вдува до m = 2,0и подаче охладителя через систему отверстий в углублениях поперечное перетекание масляных точек к центральной линии за отверстием появляется за вторым рядом отверстий. При вдуве через систему цилиндрических отверстий наблюдаются выраженная область обратного течения масляных точек за отверстиями и хорошо заметная область перетекания в поперечном направлении.

Поскольку визуализация не позволила сделать окончательный вывод о причинах увеличения эффективности охлаждения за двухрядно системой отверстий в полусферических углублениях, то для рассмотрения этого вопроса было выполнено компьютерное моделирование физической структуры потока.

На рис. 3 показаны линии тока около поверхности пластины для обоих случаев. При экспериментальной визуализации и m = 1,5 за системой отверстий в полусферических углублениях была обнаружена небольшая зона обратного течения (рис. 2a). За цилиндрическими отверстиями наблюдалось значительное перетекание масляных точек к центральной линии (рис. 2δ). Результаты расчета, представленные на рис. 3, подтверждают данные экспериментального исследования.

На рис. 4 представлены линии тока около поверхности пластины. Вследствие более низкого давления в углублении основной поток всасывается в углубление с боковых сторон (рис. 4a), а выходит наружу в виде узкой струи за первым рядом отверстий и более широкой струи – за вторым. Такая картина соответствует структуре потока в «мелких» сферических углублениях (h/d = 0,10) в двухрядной системе [10]. При подаче охладителя через цилиндрические отверстия (рис. 4δ) воздух основного потока обтекает струю и частично затекает под нее к центральной линии, ухудшая условия охлаждения.

Анализ рис. 5 показывает, что «затекание» («подсос») потока в полусферическое углубление (рис. 4a), приводит к возникновению области циркуляции потока под струей охладителя, что приводит к отклонению угла его подачи от геометрического значения. Однако, это не приводит к значительному отрыву потока от поверхности охлаждения. За полусферическим углублением наблюдается только локальная зона отрыва потока, длина которой составляет около одного диаметра углубления D.

На рис. 6 представлены поля эффективности пленочного охлаждения. За отверстиями в полусферических углублениях наблюдается более равномерное распределение охладителя по поверхности, благодаря предварительному расширению струи в углублении. В то же время, за рядами цилиндрических отверстий поперечная неравномерность охлаждения наблюдается на большем расстоянии от места вдува.

На рис. 7 показаны векторы скорости в поперечной плоскости на расстоянии x/d = 3 от задней кромки второго ряда. За рядами цилиндрических отверстий (рис. 76) отчетливо видны характерные вихревые структуры в форме парного («почечного») вихря. При вдуве охладителя в полусферические углубления (рис. 7*a*) эти вихревые структуры имеют существенно меньшую интенсивность.

На рис. 8 представлены линии тока около плоской поверхности для обоих случаев. Данные рис. 8a подтверждают, что при подаче охладителя через полусферические углубления струя охладителя не отрывается от поверхности охлаждения по всей длине. Это в значительной степени обусловлено разворотом струи охладителя в углублении (рис. 5). При подаче потока через цилиндрические отверстия охладитель «уходит» в основной поток и поэтому наблюдается зона отрыва по всей длине пластины (рис. 8δ), что существенно снижает эффективность охлаждения.

Выводы

Поверхностная визуализация потока показала различную структуру потока за двумя рядами цилиндрических отверстий и отверстий в полусферических углублениях. Полученные результаты позволяют сделать вывод о том, что подача вторичного потока в углубления способствует снижению длины области отрыва потока. Незначительные поперечные течения у поверхности пластины косвенно свидетельствуют о снижении интенсивности парного вихря сразу за двумя рядами отверстий в углублениях. В то же время существенные поперечные течения за двумя рядами цилиндрических отверстий подтверждают существование интенсивного парного вихря.

Совместный анализ результатов визуализации и моделирования позволяет сделать окончательный вывод о том, что более высокая эффективность пленочного охлаждения за двумя рядами отверстий в полусферических углублениях обусловлена несколькими факторами. Основными из них являются: снижение длины зоны отрыва охладителя от поверхности пластины и уменьшение интенсивности вторичных течений («почечного» вихря) в области подачи охладителя.

Список литературы

- Davidson, F. D. Film cooling with a thermal barrier coating: round holes, craters and trenches / F. D. Davidson, D. Kistenmacher, D. Bogard // Journal of Turbomachinery. – 2012. – Vol. 136, No.4. – P. 1757-1768. – doi:10.1115/GT2012-70029.
- Lu, Y. Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches / Y. Lu, A. Dhungel, V. Ekkad, R. S. Bunker // Journal of Turbomachinery. 2009. Vol. 131, No.1. P. 011003–011013. doi:10.1115/1.2950057.
- 3 Colban W. F. A film-cooling correlation for shaped holes on a flat-plate surface / W. F. Colban, K. A. Thole, D. Bogard // Journal of Turbomachinery. - 2010. - Vol. 133, No.1. - P. 011002-1-11002-11. doi:10.1115/1.4002064.
- Khalatov, A. A. Flat plate film cooling from a double jet holes: influence of free-stream turbulence and flow acceleration / A. A. Khal atov, I. I. Borisov, N. A. Panchenko, Yu. J. Dashevskyy, A. S. Kovalenko // Thermophysics and Aeromechanics. 2014. Vol. 21, No 5. P. 545–552. ISSN 0869-8643. doi: 10.1134/S0869864314050023.
- 5 Петельчиц, В. Ю. Влияние ориентации рядов отверстий на цилиндрическом участке входной кромки на эффективность пленочного охлаждения / В. Ю. Петельчиц, Д. Н. Письменный, Ю. Я. Дашевский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. 2015. № 15(1124). С. 69–75. Бібліогр.: 7 назв. ISSN 2078-774Х.
- 6 Спосіб плівкового охолодження та пристрій для його здійснення : патент 47749: МПК: F01D5/00 / Халатов А. А., Варганов І. С., Коваленко Г. В. ; заявитель и патентообладатель Институт технической теплофизики. – №2001096063 ; заявл. 03.09.01 ; опубл. 15.12.04, Бюл. № 12. – 3 с. : ил.
- 7 Халатов, А. А. Экспериментальное исследование двухрядных схем пленочного охлаждения [Электронный ресурс] / А. А. Халатов, И. И. Борисов, Н. А. Панченко, М. В. Безлюдная, Ю. Я. Дашевский // Сборник трудов РНКТ-6. – Россия, Москва, 27–31 октября 2014 г. – С. 297–300. 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска.
- 8 Халатов, А. А. Перспективные способы пленочного охлаждения: влияние ускорения основного потока / А. А. Халатов, И. И. Борисов, М. В. Безлюдная, Н. А. Панченко, Ю. Я. Дашевский // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – 2015. – № 15(1124). – С. 56–62. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х.

- 9 Халатов, А. А. Пленочное охлаждение плоской пластины при выдуве охладителя через круглые отверстия в двухрядной системе сферических углублений / А. А. Халатов, М. В. Безлюдная, Ю. Я. Дашевский, С. Д. Северин, И. И. Борисов // Насосы. Турбины. Системы. – 2013. – № 4(9). – С. 47–55. – ISSN 2226-177X.
- 10 Коваленко, Г. В. Границы режимов течения в углублениях на плоской поверхности, имеющих форму сферических сегментов / Г. В. Коваленко, А. А. Халатов // Прикладная гидромеханика. – 2008. – Т. 10(82), №1. – С. 23–32. – ISSN 1561-9087.

Bibliography (transliterated)

- Davidson, F. D., Kistenmacher, D. and Bogard, D. (2012), "Film cooling with a thermal barrier coating: round holes, craters and trenches", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 136 No. 4, pp. 1757–1768, doi:10.1115/GT2012-70029.
- 2 Lu, Y., Dhungel, A., Ekkad, V. and Bunker, R. S. (2009), "Effect of trench width and depth on film cooling from cylindrical holes embedded in trenches", *Journal of Turbomachinery*, Vol. 131 No. 1, pp. 011003– 011013, doi:10.1115/1.2950057.
- 3 Colban, W. F., Thole, K. A. and Bogard, D. (2010), "A film-cooling correlation for shaped holes on a flatplate surface", *Journal of Turbomachinery*. Vol. 133, pp. 011002-1–11002-11, doi:10.1115/1.4002064.
- 4 Khalatov, A. A., Borisov, I. I., Panchenko, N. A., Dashevskyy, Yu. J. and Kovalenko, A. S. (2014), "Flat plate film cooling from a double jet holes: influence of free-stream turbulence and flow acceleration", *Thermophysics and Aeromechanics*, Vol. 21 No. 5, pp. 545– 552, ISSN 0869-8643, doi: 10.1134/S0869864314050023.
- 5 Petelchyts, V. Yu., Pysmennyi, D. N. and Dashevskyy, Yu. Ya. (2015), "Vliyanie orientatsii ryadov otverstiy na tsilindricheskom uchastke vhodnoy kromki na effektivnost plenochnogo ohlazhdeniya [Influence Produced by the Orientation of Slot Rows in the Cylindrical Section of the Entrance Edge on the Film Deposition Efficiency]", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, no. 15(1124), pp. 69–75. ISSN 2078-774X
- 6 Khalatov, A. A., Varhanov, I. V. and Kovalenko, H. V., "Institute of engineering thermophysics (2004) "Sposib plivkovogo oholodzhennya ta pristriy dlya yogo zdiysnennya [Method of film cooling and appliance for its implementation]", *State Register of Patents of Ukraine*, Kiev, UA, Pat. No. 47749.
- 7 Khalatov, A. A., Borisov, I. I., Panchenko, N. A., Bezliudna, M. V. and Dashevskyy, Yu. J. (2014), "Eksperimentalnoe issledovanie dvuhryadnyih shem plenochnogo ohlazhdeniya [The experimental study of double row film cooling schemes]", *Reports of VI Russian National Conference on Heat Transfer, 27-31 Oct.* [Electronic], MEI Publishing House, Moscow, Russian.
- 8 Khalatov A. A., Borisov I. I., Bezludna M. V., Panchenko N. A. and Dashevskyy Yu. J. (2015), "Perspektivnyie sposobyi plenochnogo ohlazhdeniya: vliyanie uskoreniya osnovnogo potoka [Advanced Methods of the Film Deposition: Influence of the Acceleration of the Main Flow], Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 15(1124), pp. 56–62. ISSN 2078-774X.

- 9 Khalatov, A. A., Bezliudna, M. V., Dashevskyy, Yu. J., Severin, S. D. and Borisov, I. I. (2013), "Plenochnoe ohlazhdenie ploskoy plastinyi pri vyiduve ohladitelya cherez kruglyie otverstiya v dvuhryadnoy sisteme sfericheskih uglubleniy [Tape cooling of the flat plate of the cooler blow throught round opening in two-row system of spherical deepenings]", *Pumps. Turbines. Systems*, No. 4(9), pp. 47–55, ISSN 2226-177X.
- 10 Kovalenko, H. V. and Khalatov, A. A. (2008), "Granitsyi rezhimov techeniya v uglubleniyah na ploskoy poverhnosti, imeyuschih formu sfericheskih segmentov [The boundaries of flow regimes in the pits on a flat surface in the shape of spherical segments]", *Applied Hydromechanics*, Vol. 10(82) No 1, pp. 23–32, ISSN 1561-9087.

Сведения об авторах (About authors)

Халатов Артем Артемович – доктор технических наук, профессор, академик НАН Украины, Институт технической теплофизики НАН Украины, заведующий отделом высокотемпературной термогазодинамики; Национальный технический университет Украины «КПИ им. Игоря Сикорского», заведующий кафедрой физики энергетических систем; г. Киев, Украина; e-mail: artem.khalatov@vortex.org.ua, ORCID 0000-0002-7659-4234.

Khalatov Artem – Doctor of Technical Sciences, Professor, Associated member of NAS of Ukraine, Head of department of high temperature thermogasdynamics, Institute of engineering thermophysics of NAS of Ukraine, 2a Zhelyabov str., 03057, Kiev, Ukraine; Head of department physics of energy systems, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 37 Peremohy av. 03056, Kiev, Ukraine.

Панченко Надежда Анатольевна – кандидат технических наук, Институт технической теплофизики НАН Украины, научный сотрудник отдела высокотемпературной термогазодинамики; Национальный технический университет Украины «КПИ им. Игоря Сикорского», старший преподаватель кафедры физики энергетических систем; г. Киев, Украина; e-mail: mynadezhda@i.ua, ORCID 0000-0003-1862-0534.

Panchenko Nadiia – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Researcher at department of high temperature thermogasdynamics, Institute of engineering thermophysics of NAS of Ukraine, 2a Zhelyabov str., 03057, Kiev, Ukraine; Senior Lecturer of department physics of energy systems, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", 37 Peremohy av. 03056, Kiev, Ukraine.

Безлюдная Мария Владимировна – кандидат технических наук, Институт технической теплофизики НАН Украины, младший научный сотрудник отдела высокотемпературной термогазодинамики; г. Киев, Украина; e-mail: bezludnaya@gmail.com, ORCID 0000-0002-4733-3334.

Bezliudna Mariia – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Junior Researcher at department of high temperature thermogasdynamics, Institute of engineering thermophysics of NAS of Ukraine, 2a Zhelyabov str., 03057, Kiev, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Халатов А. А. Факторы увеличения эффективности пленочного охлаждения за двухрядной системой отверстий в полусферических углублениях / А. А. Халатов, Н. А. Панченко, М. В. Безлюдная // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 34–40. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.05.

Please cite this article as:

Khalatov, A., Panchenko, N. and Bezliudna, M. (2017), "Augmentation Factors of the Film Cooling Configuration Using Two Rows of Inclined Cylindrical Holes Placed Inside Hemispherical Dimples", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 34–40, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.05.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Халатов А. А. Фактори збільшення ефективності плівкового охолодження за дворядною системою отворів у напівсферичних поглибленях / А. А. Халатов, Н. А. Панченко, М. В. Безлюдна // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 34–40. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.05.

АНОТАЦІЯ Представлені результати поверхневої візуалізації та комп'ютерного моделювання плівкового охолодження пласкої поверхні при подачі повітря через циліндричні похилі отвори в напівсферичних поглибленнях і через традиційні циліндричні похилі отвори. На підставі аналізу результатів зроблені висновки про структуру течії за отворами в сферичних поглибленнях і про причини підвищення ефективності плівкового охолодження за нею в порівнянні з традиційною схемою.

Ключові слова: плівкове охолодження, сферичні поглиблення, «нирковий» вихор, візуалізація, комп'ютерне моделювання, поверхневі лінії течії.

Поступила (received) 10.02.2017

УДК 621.577+697.1

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.06

М. К. БЕЗРОДНИЙ, Н. О. ПРИТУЛА

ОПТИМАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРУНТОВИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ ДЛЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ

АНОТАЦІЯ Визначено раціональні співвідношення між характеристиками горизонтального/вертикального трунтового теплообмінника (ГТО/ВГТО), таких як довжина труби одного контуру/глибина свердловини, діаметра труби, швидкості руху теплоносія в нижньому контурі теплонасосної системи (ТНС) в залежності від умов роботи ГТО/ВГТО та ТНС. Дані характеристики повинні забезпечити оптимальну швидкість теплоносія в нижньому контурі ТНС, що дозволить отримати мінімальні питомі затрати електроенергії на ТНС теплопостачання в цілому. Ключові слова: тепловий насос, горизонтальний/вертикальний трунтовий теплообмінник, низькотемпературна система опалення, мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії.

M. BEZRODNY, N. PRYTULA

OPTIMAL CHARACTERISTICS OF GROUND HEAT EXCHANGERS FOR THE HEAT-PUMP HEATING SYSTEM

ABSTRACT The rational relation between the characteristics of horizontal/vertical ground heat exchangers (HHE/VHE), in particular the pipe length of one loop/ the well depth, heat carrier speed in the lower loop of heat pump system (HPS) was determined depending on HHE/VGHE and HPS operation conditions (an intensity of heat removal from the ground). These characteristics must provide an optimal speed for the heat carrier in a lower loop of the HPS, which allows for the definition of minimum specific power costs for the heat-pump heating system on the whole. Numerical studies based on the analysis of the set of equations for the expenditures of energy and the thermal balance of individual elements of heat –pump circuit showed that the optimal speed values of heat carrier and the minimum specific expenditures of external power for the HPS heating are available and on the basis of this the relations between the characteristics of ground heat exchangers that provide minimum total power expenditures for the HPS heating were defined. It has been established that at high values of the well depth the use of pipes with a minor diameter becomes unreasonable due to high hydraulic losses. Hydraulic losses are essentially increased with an increase in the well depth at high values of heat flow from the ground that requires the use of the pipes of a major diameter for the heat exchanger. It has been established that at an optimal speed of the heat carrier in the lower loop specific power expenditures for the HPS heating with vertical ground heat exchangers in the entire range of VGHE parameters are within 0.275, which corresponds to the value of conditional transformation coefficient of HPS for the low temperature water heating of at least 3.6 and it is indicative of a sufficient efficiency of the system.

Key words: heat pump, horizontal/vertical ground heat exchanger, low temperature heating system, and the minimum specific expenditures of external power.

Вступ

На сьогоднішній день теплові насоси (TH) є найбільш перспективними серед джерел нетрадиційної енергетики для вирішення проблем енергозбереження завдяки можливості використовувати поновлювану енергію з навколишнього середовища. Застосування джерел теплоти на базі теплонасосних установок (THУ) в системах теплопостачання у сферах, де це впровадження раціональне й конкуренто-спроможне, дасть змогу комплексно вирішити енергетичні, економічні, екологічні й соціальні проблеми, актуальні для України [1, 2].

Теплота довкілля у вигляді теплоти грунту є досить перспективним джерелом енергії для України. Ґрунт є найбільш універсальним джерелом низькопотенціальної теплоти, який на глибині 5 м зберігає впродовж усього року постійну температуру на рівні 8–12 °С, забезпечуючи, ефективну роботу ТН [3]. Для вилучення теплоти з грунту та використання його як нижнього джерела теплоти для теплонасосної системи (THC) теплопостачання застосовуються грунтові горизонтальні (ГТО) та вертикальні (ВГТО) теплообмінники (рис. 1).

В існуючих методиках [3-5] затрати електроенергії на привід компресора ТН і на циркуляційний насос нижнього контуру визначаються окремо. Їх сума визначає затрати зовнішньої енергії на роботу ТНС опалення. Однак, слід відмітити, що при відомих значеннях теплової потужності ТН Q_{00} та температури теплоносія в системі опалення t_{κ} , які визначаються самим об'єктом теплопостачання на основі розрахунку теплових втрат приміщення в навколишнє середовище та обраної системи теплопостачання, зміна температури теплоносія $t_{\rm T}^{\rm BUX}$ на виході з випарника TH є неоднозначною і потребує визначення. Це зумовлено тим, що кількість теплоти, відібраної від нижнього джерела у випарнику ТН, залежить як від різниці температур на вході та виході з випарника ТН, так і від витрати теплоносія у нижньому контурі ТНУ. У зв'язку з тим, що затрати енергії на привід компресора ТН та на насос при зміні температури теплоносія на виході з випарника ТН змінюються в протилежних напрямках, мають існувати оптимальні умови роботи ТНУ, яким відповідають мінімальні сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС © М. К. Безродний, Н. О. Притула, 2017

опалення в цілому.



Рис. 1 – Принципова схема ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою: а – горизонтального ґрунтового теплообмінника (ГТО); б – вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТО); ОП – опалюване приміщення; ТН – тепловий насос; К_{тн} – конденсатор ТН; В_{тн} – випарник ТН; К – компресор; Н – насос; L_к – робота приводу компресора ТН; L_н – робота приводу насоса; L_{св} – глибина свердловини

Мета роботи

Визначити раціональне співвідношення між характеристиками грунтових теплообмінників (довжина труби одного контуру/глибина свердловини, діаметра труби, швидкості руху теплоносія в нижньому контурі TH в залежності від умов роботи як ґрунтового теплообмінника, так і THC), які б забезпечували мінімальні питомі затрати електроенергії на THC опалення в цілому.

Виклад основного матеріалу

1 ТНС опалення з ГТО

Рівняння теплового балансу ГТО можна подати у такому вигляді

$$Q_{\rm nidB}^{\rm \Gamma TO} = Q_{\rm BidB}^{\rm \Gamma TO} , \qquad (1)$$

де $Q_{\text{підв}}^{\Gamma \text{TO}}$, $Q_{\text{відв}}^{\Gamma \text{TO}}$ – підведений і відведений тепловий потік від ГТО відповідно, кВт.

Без урахування нестаціонарності процесу підведений тепловий потік до теплообмінника від грунту визначається за співвідношенням

$$Q_{\rm nigg}^{\rm 1 \ IO} = q_{\rm r} L_{\rm TTO} , \qquad (2)$$

де q_{Γ} – середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м прокладеного в грунті ГТО, Вт/м; $L_{\Gamma TO}$ – довжина труб ГТО, м.

Відведений тепловий потік від грунтового теплообмінника дорівнює підведеному тепловому потоку до випарника ТН. Нехтуючи впливом дисипації енергії при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору випарника ТН, величину $Q_{вип}$ можна визначити за формулою

$$Q_{\text{підв}} = Q_{\text{вип}} = w \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \rho_{\text{T}} c_p \Delta t_{\text{T}} , \qquad (3)$$

де *w* – швидкість руху теплоносія в ГТО, м/с; $d_{\rm BH}$ – внутрішній діаметр труб ГТО, м; $\rho_{\rm T}$ – густина теплоносія, кг/м³; c_p – ізобарна теплоємність теплоносія, кДж/(кг·°С); $\Delta t_{\rm T}$ – різниця температур теплоносія на вході та виході з випарника TH, °C.

У літературних джерелах [3–5] наведено різні значення ступеня охолодження теплоносія у випарнику TH від 3 до 5 °C без надання жодного термодинамічного обґрунтування вибору цього значення. На основі аналізу величини сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на THC опалення з використанням теплоти ґрунту $l_{on} = f(\Delta t_{\rm T})$ на екстремум отримано аналітичне співвідношення для визначення оптимального ступеня охолодження нижнього джерела енергії у випарнику TH [6]

$$\Delta t_{\rm T}^{\rm O\Pi T} = \sqrt{\frac{A(273 + t_{\rm K} + \Delta t_{\rm K})}{\eta_{\rm H} \eta_{\rm \Pi p}}} \left[\eta_{\rm TH} - 1 + \frac{273 + t_{\rm T}^{\rm BX} + \Delta t_{\rm BH\Pi}}{273 + t_{\rm K} + \Delta t_{\rm K}} \right] .$$
(4)

У наведеному аналізі згідно з [6] прийнято $\Delta t_{\text{вип}} = 5 \text{ °C i } \Delta t_{\text{к}} = 5 \text{ °C, a } \eta_{\text{H}} \text{ i } \eta_{\text{пр}} - \text{ККД насоса}$ теплоносія нижнього джерела енергії і його приводу відповідно. Прийнято $\eta_{\text{H}} = 0.8$, а $\eta_{\text{пр}} = 0.95$.

Проведений числовий аналіз співвідношення (4) показав, що оптимальний ступінь охолодження теплоносія у випарнику ТН, який забезпечує мінімум затрат електроенергії на ТНС теплопостачання, зростає зі збільшенням співвідношення заданих величин A та слабо залежить від розрахункової температури теплоносія на опалення в діапазоні температур 30...50 °С, температур навколишнього середовища та теплоносія на вході до випарника ТН в діапазоні 2...5 °С [6].

Співвідношення заданих величин у формулі (4) виражається залежністю

$$A = \frac{\Delta p}{\rho_{\rm T} c_p} \,. \tag{5}$$

Сумарні втрати тиску в нижньому контурі (у випарнику ТН та ГТО) становлять

$$\Delta p = \Delta p_{\rm BMT} + \Delta p_{\rm \Gamma TO} \,, \tag{6}$$

де $\Delta p_{\Gamma TO}$ – втрати тиску при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору грунтового теплообмінника визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$\Delta p_{\Gamma TO} = \lambda \frac{\rho_{\rm T} w^2}{2} \frac{L_{\Gamma TO}}{d_{\rm BH}} \,. \tag{7}$$

Для подальших розрахунків прийнято, що коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається залежно від режиму течії теплоносія:

 при ламінарному режимі течії в гладких трубах (Re < 2300) коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається згідно із законом Пуазейля

$$\lambda = 64/\mathrm{Re}; \qquad (8)$$

– при турбулентному режимі течії (Re > 2300) коефіцієнт гідравлічного тертя λ для гладких труб визначається за рівнянням Блазіуса

$$\lambda = 0.3164 / \mathrm{Re}^{0.25} \,, \tag{9}$$

де $\text{Re} = wd_{\text{вн}} / v_{\text{т}}$, а $v_{\text{т}}$ – кінематична в'язкість теплоносія, м²/с.

Розв'язуючи рівняння теплового балансу ГТО (1), з урахуванням (2)–(4), отримаємо співвідношення для визначення $L_{\text{ГТО}}$ за заданих умов його застосування у вигляді квадратного рівняння

$$aL_{\Gamma TO}^2 - bL_{\Gamma TO} - c = 0. \qquad (10)$$

де *a*, *b*, *c* – коефіцієнти квадратного рівняння:

$$a = \left(\frac{4q_{\rm r}}{w\pi d_{\rm BH}^2 \rho_{\rm T} c_p}\right)^2, b = \frac{\lambda w^2 B}{2c_p d_{\rm BH}}, c = \frac{\Delta p_{\rm BH\Pi} B}{\rho_{\rm T} c_p}, (11)$$

а комплекс *В* виражений зі співвідношення (4) і має вигляд

$$B = \frac{273 + t_{\rm K} + \Delta t_{\rm K}}{\eta_{\rm H} \eta_{\rm np}} \left[\eta_{\rm TH} - 1 + \frac{273 + t_{\rm T}^{\rm BX} + \Delta t_{\rm BHI}}{273 + t_{\rm K} + \Delta t_{\rm K}} \right]. (12)$$

Розв'язок (10) дає змогу отримати вираз для оптимальної довжини труби контуру ГТО, якому відповідає додатний корінь квадратного рівняння

$$L_{\Gamma TO}^{\text{onr}} = \frac{b + \sqrt{b^2 + 4ac}}{2a}.$$
 (13)

Отримана формула (13) являє собою оптимальне співвідношення між такими параметрами ГТО, як довжина труби одного контуру, діаметр труби та швидкість руху теплоносія за заданих умов застосування ГТО (інтенсивності тепловідбору від ґрунту q_{Γ} , теплофізичних властивостей вибраного теплоносія), а також температурних умов роботи ТНУ. Однією з основних характеристик умов роботи ГТО є інтенсивність відбору теплоти від ґрунту, величина якої залежить від типу та вологості ґрунту, часу вилучення теплоти, а також умов використання теплообмінника в холодний і теплий період року. Значення середніх теплових потоків на 1 погонний метр труби ГТО для різних типів ґрунтів при використанні ґрунтового масиву тільки як джерела теплоти в холодний період року наведені у роботі [3].

2 ТНС опалення з ВГТО

Визначення оптимальних умов роботи TH у системі опалення з використанням ВГТО можна виконати на основі аналізу залежності сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на TH та збудник руху теплоносія нижнього джерела теплоти від параметрів, що визначають роботу компресора TH та затрати роботи на насос. При цьому питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на THC низькотемпературного водяного опалення можна визначити як

$$L_{\rm off} = \frac{L_{\rm K} + L_{\rm H}}{Q_{\rm K}},\tag{14}$$

де L_{κ} , L_{μ} – затрати енергії на компресор TH та на насос теплоносія відповідно, кВт; Q_{κ} – тепловий потік, відведений від конденсатора TH, кВт.

Затрати енергії на компресор ТН

$$L_{\rm K} = \frac{Q_{\rm BH\Pi}}{\varphi - 1} \,. \tag{15}$$

Теплове навантаження випарника TH, з одного боку, можна подати як

$$Q_{\rm BHII} = V_{\rm T} \rho_{\rm T} c_p \left(t_{\rm T}^{\rm BX} - t_{\rm T}^{\rm BHX} \right). \tag{16}$$

а з іншого – визначити за співвідношенням (3).

Рівняння теплового балансу ВГТО можна подати у вигляді

$$Q_{\rm підв}^{\rm BFTO} = Q_{\rm відв}^{\rm BFTO}, \qquad (17)$$

де $Q_{\text{підв}}^{\text{ВГТО}}$, $Q_{\text{відв}}^{\text{ВГТО}}$ – підведений і відведений тепловий потік від ВГТО відповідно, кВт.

Без урахування нестаціонарності процесу підведений тепловий потік до теплообмінника від грунту визначається за співвідношенням

$$Q_{\rm nidb}^{\rm BITO} = q_{\rm \Gamma} L_{\rm cB} , \qquad (18)$$

де q_{Γ} – середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м глибини свердловини, Вт/м; $L_{\rm cB}$ – глибина свердловини ВГТО, м.

Температуру теплоносія на виході з випарника ТН визначаємо з рівнянь (3) і (16) й отримаємо залежність

$$t_{\rm T}^{\rm BHX} = t_{\rm T}^{\rm BX} - \frac{2q_{\rm \Gamma}L_{\rm cB}}{w\pi d_{\rm BH}^2\rho_{\rm T}c_{p}}.$$
 (19)

Затрати енергії на насос для перекачки теплоносія нижнього джерела енергії визначається за співвідношенням

$$L_{\rm H} = \frac{V_{\rm T} \left(\Delta p_{\rm BHI} + \Delta p_{\rm BFTO} \right)}{\eta_{\rm H} \eta_{\rm np}} , \qquad (20)$$

де $\Delta p_{\text{вип}}$, $\Delta p_{\text{ВГТО}}$ – гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа.

Втрати тиску при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору ВГТО визначаються за формулою Дарсі-Вейсбаха

$$\Delta p_{\rm BFTO} = \frac{\lambda \rho_{\rm T} w^2 L_{\rm BFTO}}{2d_{\rm BH}}, \qquad (21)$$

де λ — коефіцієнт гідравлічного тертя; $L_{\rm BFTO} = 2L_{\rm cB}$ — довжина труби ВГТО, м.

Для подальших розрахунків використовуються аналогічні залежності (8) і (9) для визначення коефіцієнта гідравлічного тертя λ (як і для випадку ГТО).

Тепловий потік Q_{κ} у співвідношенні (14) визначається за рівнянням теплового балансу ТН

$$Q_{\rm K} = Q_{\rm BH\Pi} + L_{\rm K} \,. \tag{22}$$

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді

$$\varphi_{\rm T} = \left[1 - \frac{273 + t_{\rm T}^{\rm BHX} + \Delta t_{\rm BH\Pi}}{273 + t_{\rm K} + \Delta t_{\rm K}} \right]^{-1}.$$
 (23)

Дійсний коефіцієнт трансформації ТН ф може бути поданий у вигляді

$$\varphi = \varphi_{\rm T} \eta_{\rm TH} , \qquad (24)$$

де $\eta_{\text{тн}}$ – коефіцієнт втрат ТН, який прийнятий $\eta_{\text{тн}} = 0,6$ [6].

Для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора TH у низькотемпературну систему водяного опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря:

$$t_{\rm K} = t_{\rm \Pi} + \left(t_{\rm T}^{\rm P} - t_{\rm \Pi}\right) \left[\left(t_{\rm \Pi} - t_0\right) / \left(t_{\rm \Pi} - t_0^{\rm P}\right) \right]^{\frac{1}{1+n}}, \quad (25)$$

де $t_{\rm n}$ – температура в приміщенні, °С; t_0 – температура навколишнього повітря, °С; $t_{\rm r}^{\rm P}$ – розрахункова температура теплоносія в системі опалення за розрахункової температури навколишнього середовища $t_0^{\rm P}$, °С; n – коефіцієнт, який характеризує обрану систему опалення (для низькотемпературних систем опалення n = 0).

Рівняння (14) для визначення питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення, з урахуванням виразів (15), (16), (19)–(21), (22) та після ряду математичних перетворень, набуде кінцевого вигляду

$$l_{\rm on} = \frac{1}{\varphi} \left[1 + \frac{\Delta p_{\rm BHI}(\varphi - 1)\pi d_{\rm BH}^2 w}{4q_{\rm r} L_{\rm cB} \eta_{\rm H} \eta_{\rm np}} + \frac{\lambda w^3(\varphi - 1)\pi d_{\rm BH} \rho_{\rm T}}{4q_{\rm r} \eta_{\rm H} \eta_{\rm np}} \right],$$
(26)

Обговорення результатів

Вихідні дані для розрахунку ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою ГТО: 25 % водяний розчин етиленгліколю; тепловластивості фізичні теплоносія: $\rho_{\rm T} = 1044,636 \, {\rm kg/m^3};$ ізобарна теплоємність $c_p = 3765 \ \text{Дж/(кг·K)};$ кінематична в'язкість $v_{\tau} = 3,308 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{c};$ втрати тиску у випарнику TH $\Delta p_{\rm вип} = 35 \ \kappa \Pi a \ [3];$ температура теплоносія на вході до випарника ТН $t_{T}^{BX} = 3 \, ^{\circ}\text{C}$; температура навколишнього повітря $t_0 = -20$ °C; розрахункова температура гріючого теплоносія $t_{\rm T}^{\rm P} = 45 \, {\rm ^{\circ}C}; \, {\rm pos-}$ рахункова температура на опалення $t_0^P = -20$ °C.

На рис. 3 та 4 наведено графічну інтерпретацію отриманих оптимальних характеристик контуру ГТО при використанні його в умовах вологих зв'язаних грунтів. З рис. З оптимальну довжину труби контуру ГТО можна визначити залежно від вибраного значення швидкості руху теплоносія та діаметра труби із врахуванням реального значення $L_{\text{ГТО}}^{\text{опт}}$, яке має бути погоджене з розмірами ділянки для розміщення грунтового колектора. З урахуванням знайдених таким чином величин $L_{\text{ГТО}}^{\text{опт}}$ і $d_{\text{вн}}$ рис. 4 дає можливість визначити відповідний перепад тиску $\Delta p_{\text{ГТО}}$ в трубах ГТО, після чого можна отримати загальний перепад тиску (6) у контурі нижнього джерела теплоти для підбору циркуляційного насоса.

Навпаки, якщо вхідною величиною при проектуванні ГТО є тиск циркуляційного насоса, то із врахуванням співвідношення (6) за допомогою графіків на рис. 4 можна визначити оптимальне співвідношення довжини і діаметра труби і потім з рис. 3 знайти відповідне значення швидкості руху теплоносія, що має бути враховане при визначенні необхідної витрати теплоносія через ГТО залежно від теплової потужності ТН для цього об'єкта теплопостачання. На основі отриманих параметрів для одного контуру ГТО може бути визначена кількість контурів, паралельно підключених залежно від теплової потужності ТН для конкретного об'єкта теплопостачання.

Вихідні дані для розрахунку ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту за допомогою ВГТО: температура 25 % водяного розчину етиленгліколю на вході до випарника ТН $t_{T}^{BX} = 2, 4, 6,$ теплофізичні 8 °C: властивості $\rho_{\rm T} = 1044,636 \, {\rm kg/m^3};$ ізобарна теплоємність *c*_p = 3765 Дж/(кг·К); кінематична в'язкість $v_{\rm T} = 3,308 \cdot 10^{-6} \, {\rm m}^2/{\rm c};$ втрати тиску у випарнику TH ∆р_{вип} = 35 кПа [3]; середній за сезон тепловий потік, віднесений до 1 м свердловини $q_{\Gamma} = 25, 50,$ 75, 100 Вт/м [4]; глибина свердловини $L_{cB} = 25$, 50, 75, 100, 125, 150 м [4]; внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{BH} = 0,02$; 0,025; 0,032; 0,04 м [4]; розрахункова температура гріючого теплоносія в сис-



Рис. 2 – Залежність довжини ГТО від швидкості руху водного розчину етиленгліколю: 1, 2, 3 – діаметр труби ґрунтового колектору

*d*₃ = 25; 32; 40 мм відповідно *l*_{оп} 0,34 *l*_{оп} 0,31 0,33 0,3 1 2 3 4 0,32 0.29 2 6 5 4 3 0,31 0,28 0,3 0,27 0.29 0.26 0,28 0.25 0,27 0,24 0,26 0,23 0,25 1,2 1,4W, M/c 0 0,2 0,4 0,6 0,8 1 1,2 1,4W, M/c 0 0,2 0,4 0,6 0,8 1 б а *l*оп 0,34 l_{on} 0.34 0,33 0,33 0,32 0,32 2 3 4 1 4 2 3 1 0,31 0,31 0.3 0,3 0,29 0,29 0,28 0,28 0.27 0,27 0,26 0,26 0,25 1,4W, M/c 0,2 0,8 1,2 0 0,4 0,6 1 0,25 1,4W, M/c 0 0,2 0,8 1,2 0,4 0,6 1

Рис. 4 – Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія: а – 1–4 – температура теплоносія на вході до випарника t_r^{вх} = 2, 4, 6, 8 °C при постійних
q_г = 50 Вт/м; L_{CB} = 75 м; d_{BH} = 0,032 м; б – 1–6 – глибина свердловини L_{CB} = 25, 50, 75, 100, 125, 150 м при постійних q_r = 50 Вт/м; d_{BH} = 0,032 м; t_r^{BX} = 4 °C; в – 1–4 – внутрішній діаметр труби вертикального теплообмінника d_{BH} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м при постійних q_r = 50 Вт/м; L_{CB} = 75 м; t_r^{BX} = 4 °C; г – 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік q_r = 25, 50, 75, 100 Вт/м при постійних d_{BH} = 0,032 м; L_{CB} = 75 м; t_r^{BX} = 4 °C;

темі опалення $t_{\rm T}^{\rm P} = 40$ °C; розрахункова температура навколишнього повітря $t_0 = -20$ °C.



Рис. 3 – Залежність довжини ГТО від втрат тиску в ньому: 1, 2, 3 – діаметр труби ґрунтового колектору d₃ = 25; 32; 40 мм відповідно

2

в

Для визначення оптимальних умов роботи ТН в системі опалення з використанням ВГТО побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії від швидкості теплоносія в нижньому контурі. Підставивши вихідні дані у рівняння (26) з урахуванням співвідношень (19), (24), (25), отримаємо залежності, зображені на рис. 4.

З наведених графічних залежностей чітко видно, що існують оптимальні значення швидкості теплоносія і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення. Аналіз рис. 4*a* показує, що зміна температури теплоносія на вході до випарника ТН у діапазоні 2...8 °C практично не впливає на оптимальну швидкість теплоносія у нижньому контурі ТНУ. Виходячи з цього графічні залежності на рис. 5 побудовані для середнього значення $t_{\rm T}^{\rm BX} = 4$ °C.

Аналітичне співвідношення для визначення оптимальної швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ складно отримати безпосередньо шляхом дослідження залежності питомих затрат зовнішньої енергії на екстремум через її складність і велику кількість впливаючих параметрів. Тому на основі попередніх графіків (рис. 4) було побудовано залежності оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини.

Задаючись глибиною свердловини та діаметром труби ВГТО (які можуть бути визначені самим власником, виходячи з його фінансових можливостей), з рис. 5 можна отримати оптимальну швидкість теплоносія, при якій зовнішні енергозатрати будуть мінімальні. З урахуванням знайдених таким чином величин L_{cB} і d_{BH} рис. 6 дає можливість визначити відповідний перепад тиску $\Delta p_{BГТО}$ в трубах теплообмінника, після чого можна отримати загальний перепад тиску у нижньому контурі ТНУ для підбору циркуляційного насоса.

Із рис. 6*а* видно, що при великих значеннях глибини свердловини, використання труб малого діаметра стає недоцільним у зв'язку з великими гідравлічними втратами. У свою чергу (як видно із рис. 6*6*), гідравлічні втрати значно зростають із збільшенням глибини свердловини при великих значеннях теплового потоку від ґрунту, що потребує переходу на більший діаметр труби теплообмінника.





6 - 1 - 4 – середній за сезон питомий тепловий потік $q_2 = 25$, 50, 75, 100 Вт/м при постійних $d_{_{GH}} = 0,032 \text{ M i } t_{_{T}}^{_{BX}} = 4 \text{ } \mathcal{C}$ $\Delta \boldsymbol{p}_{\mathrm{BTO}},$ $\Delta p_{\rm BTO}$, кПа 140 кПа 140 120 120 2 4 1 2 4 1 3 100 100 80 80 60 60 40 40 20 20

а Рис. 6 – Залежність гідравлічних втрат тиску в свердловині від її глибини: а – 1–4 – внутрішній діаметр труби ВГТО d_{вн} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м при постійних q_r =50 Вт/м; t_r^{вх} = 4 °C; б – 1–4 – середній за сезон питомий тепловий потік q_r = 25, 50, 75, 100 Вт/м при постійних d_{вн} = 0,032 м; t_r^{вх} = 4 °C

0

20

40

60

80

 $140L_{\rm CB}$, M

100

120

140 $L_{\rm CB}$, м

0

0

20

40

60

80

100

120



Рис. 7 – Залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС від глибини свердловини при температурі теплоносія на вході до випарника t_r^{вх} = 4 °C: а – 1−4 – внутрішній діаметр труби ВГТО d_{вн} = 0,02; 0,025; 0,032; 0,04 м при постійному q_r = 50 Вт/м; б – 1−4 – середній за сезон питомий тепловий потік q_r = 25, 50, 75, 100 Вт/м при постійному d_{вн} = 0,032 м

Чисельний аналіз співвідношення (26) з урахуванням виразів (19), (24), (25) та оптимальної швидкості теплоносія у нижньому контурі ТНУ дає змогу отримати залежність мінімальних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від глибини свердловини (рис. 7).

Видно, що при забезпеченні оптимальної швидкості теплоносія в нижньому контурі питомі затрати енергії на ТНС опалення з вертикальними грунтовими теплообмінниками в усьому діапазоні параметрів ВГТО (рис. 7δ) не перевищують значення 0,275, що відповідає значенням умовного коефіцієнта трансформації ТНС не менше 3,6 і свідчить про достатню ефективність системи.

Висновки

Розроблено методику визначення оптимальних умов роботи ґрунтових теплообмінників для теплонасосних систем низькотемпературного водяного опалення, що забезпечують мінімум енергетичних затрат на вироблення теплоти.

Отримано, що оптимальні характеристики грунтових теплообмінників залежать в основному від типу ґрунту, глибини свердловини, слабо залежать від теплофізичних характеристик теплоносія в нижньому контурі і практично не залежать від температурних умов роботи ТНС.

Визначені співвідношення характеристик грунтових теплообмінників можуть бути використані на стадії проектування ТНС опалення з використанням теплоти ґрунту для забезпечення їх максимальної енергетичної ефективності.

Список літератури

 Мацевитый, Ю. М. О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 20–31.

- 2 Безродний, М. К. Теплові насоси та їх використання : навч. посіб. / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра. – Київ : НТУУ «КПІ», 2013. – 312 с.
- 3 Гершкович, В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович. – Киев : Украинская Академия Архитектуры ЧП «Энергоминимум», 2009. – 60 с.
- 4 **Гершкович, В. Ф.** Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов / **В. Ф. Гершкович** // Тепловые насосы. – 2011. – № 1. – С. 12–19. – ISSN 2311-9632.
- 5 Кордас, О. Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем / О. Кордас, Е. И. Никифорович // Прикладна гідромеханіка. 2014. № 1. С. 42–52. ISSN 1561-9087.
- 6 Безродний, М. К. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання : моногр. / М. К. Безродний, Н. О. Притула. – Київ : НТУУ «КПІ», 2012. – 208 с. – ISBN 978-966-622-529-3.

Bibliography (transliterated)

- Macevityj, Ju.M., Chirkin, N. B., Bogdanovich, L. S. and Klepanda, A. S. (2007), "O racional'nom ispol'zovanii teplonasosnyh tehnologij v jekonomike Ukrainy [About the rational usage of heat pump technologies in the economy of Ukraine]", Jenergozberezhenie. Jenergetika. Jenergoaudit [Energy saving. Energy. Energy audit], No. 3. pp. 20–31.
- 2 Bezrodny, M. K., Puhovyj, I. I. and Kutra, D. S. (2013), *Teplovi nasosy' ta yix vy'kory'stannya [Heat pumps and their use]*, NTUU «KPI», Kyiv, Ukraine.
- 3 Gershkovich, V. F. (2009), Osobennosti proektirovanija sistem teplosnabzhenija zdanij s teplovymi nasosami [Features of the design of heating systems of buildings with heat pumps], Ukrainian Academy of Architecture «Energominimum», Kyiv, Ukraine.
- 4 Gershkovich, V. F. (2009), "Koe-chto iz amerikanskogo opyta proektirovanija teplovyh nasosov [Some of the American experience in the design of heat pumps]", *Teplovye nasosy [Heat pumps]*, No. 1. pp. 12–19, ISSN 2311-9632.

- 5 Kordas, O. and Nikiforovich, E. I. (2014), "Modelirovanie jenergeticheskih harakteristik geotermal'nyh sistem [Simulation of the energy characteristics of the geothermal systems]", Prykladna gidromehanika [Applied hydromechanics], No. 1. pp. 42–52, ISSN 1561-9087.
- 6 Bezrodny, M. K. and Prytula, N. O. (2012), Energety chna efekty vnist teplonasosny x sxem teplopostachannya [Energy efficiency heat pump heating systems], NTUU «KPI», Kyiv, Ukraine. ISBN 978-966-622-529-3.

Відомості про авторів (About authors)

Безродний Михайло Костянтинович – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри теоретичної та промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: m.bezrodny@kpi.ua, ORCID 0000-0002-0788-5011.

Bezrodny Mykhailo – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor Department of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine.

Притула Наталя Олександрівна – кандидат технічних наук, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», асистент кафедри теоретичної та промислової теплотехніки; м. Київ, Україна; e-mail: npritula@ukr.net, ORCID 0000-0002-3500-5165.

Prytula Natalia – Candidate of Technical Sciences, Assistant Department of Theoretical and Industrial Heat Engineering, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Kyiv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Безродний М. К. Оптимальні характеристики грунтових теплообмінників для теплонасосних систем опалення / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 41–49. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.06.

Please cite this article as:

Bezrodny, M. and Prytula, N. (2017), "Optimal Characteristics of Ground Heat Exchangers for the Heat-Pump Heating System", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 41–49, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.06.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Безродный М. К. Оптимальные характеристики грунтовых теплообменников для теплонасосных систем отопления / М. К. Безродный, Н. А. Притула // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 41–49. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.06.

АННОТАЦИЯ Определено рациональное соотношение между характеристиками горизонтального/вертикального грунтового теплообменника, таких как длина трубы одного контура/глубина скважины, диаметр трубы, скорость движения теплоносителя в нижнем контуре теплонасосной системы в зависимости от условий работы ГТО/ВГТО (интенсивность отбора теплоты от почвы) и ТНС (температуры верхнего и нижнего источника теплоты). Данные характеристики должны обеспечить оптимальную скорость теплоносителя в нижнем контуре ТНП, что позволит получить минимальные удельные затраты электроэнергии на ТНС теплоснабжения в целом.

Ключевые слова: тепловой насос; горизонтальный/вертикальный грунтовой теплообменник; низкотемпературная система отопления; минимальные удельные затраты внешней энергии.

Надійшла (received) 08.02.2017

УДК 621.165.62-192

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.07

О. Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, Л. С. БУТОВСЬКИЙ, Д. В. РИНДЮК

РОЗРАХУНКОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВОГО, НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА ІНДИВІДУАЛЬНОГО РЕСУРСУ ТРУБОПРОВОДУ КОТЛОАГРЕГАТУ

АНОТАЦІЯ На основі проведення чисельних досліджень теплового, напружено-деформованого стану та залишкового ресурсу трубопроводів котлоагрегатів розроблена та обґрунтована методика розрахункової оцінки впливу локальної нерівномірності теплових потоків на пошкоджуваність та залишковий ресурс елементів з метою подовження терміну експлуатації енергетичного устаткування. Результати виконаних досліджень можуть бути використані у великій і малій енергетиці, промисловості і газотранспортній системі України і інших галузях науки і техніки в умовах роботи елементів обладнання при високих температурах і локальних температурних градієнтах у разі використання пальників стабілізаторного типу з регулюванням профілю температурного поля газів. Ключові слова: котельний агрегат, пальник, енергоблок, теплова електрична станція, парова турбіна, індивідуальний ресурс, малоциклова утомленість, пошкоджуваність, залишковий ресурс, прогнозування.

O. YU. CHERNOUSENKO, L. S. BUTOVSKIY, D. V. RINDYUK

COMPUTATIONAL INVESTIGATION OF THERMAL STRESS-STRAIN BEHAVIOR AND INDIVIDUAL SERVICE LIFE OF THE BOILER PIPELINE

AHHOTALUMS The issues of record-keeping of the damages caused by the impact of high local gas temperatures and local temperature inhomogeneity and the reliable estimate of the remaining life of high temperature elements are topical and their solution will provide a reliable and long-term operation for power generating equipment. Using the data of numerous investigations of thermal state, stress-strain state and the remaining life of boiler pipelines we developed and substantiated the methods of calculated estimate of the effects of the local inhomogeneity of thermal flows on the damageability and remaining life of power equipment. Based on the operation data of industrial power equipment and the data of physical experiments appropriate initial and boundary conditions were selected that enabled an adequate simulation of the influence of the irregular temperature fields of combustion products. Using the Solid Works bundled software we carried out computational investigations that take into account the gas dynamics of the behavior of gas flow streamlining the pipeline. Thermal and stress-strain states were defined and service life of the boiler unit pipeline was determined depending on equipment operation conditions. The obtained research data can be used for high and low power engineering, industry and gas transportation system of Ukraine and other fields of science and engineering to operate equipment elements at high temperatures and high local temperature gradients when the burners of a stabilizing type equipped with the gas temperature field shape control system are used.

Key words: boiler unit, burner, power unit, heat power plant, steam turbine, individual resource, low-cycle fatigue, damageability, remaining life, and the prediction.

Вступ

Важливим фактором необхідності розробки пальникових пристроїв нового типу є те, що в енергетиці України експлуатується значна кількість енергетичних та промислових котлів різної потужності, печей, сушил, газотурбінних установок тощо, що відпрацювали термін експлуатації. Досвід роботи таких установок показав. що однією з проблем подальшого функціонування є наявність істотної невідповідності між реальним та розрахунковим розподіленням теплових потоків в топковому просторі. Це призводить до термічних перекосів в елементах обладнання, виникнення напружень і зрештою до їх аварії. За цих обставин є необхідність проведення робіт з визначення стану найбільш термонапружених елементів, оцінка залишкового ресурсу, видача рекомендацій щодо своєчасного зняття їх з експлуатації або розробка порівняно заощадливих заходів для подовження терміну експлуатації цих агрегатів.

Так, наприклад, для котлів ДКВР-20-13 причини аварійних зупинок розподіляються на-

ступним чином: перепалив труб фронтового екрану – 45 %, деформації і розриви бокових екранів – 37 %, перепалив пароперегрівників – 7 %, пошкодження обмурівки, облицювання, обшивки – 4 %. Тобто більше 80 % аварійних зупинок котлів пов'язані з перегрівом екранних труб. Найважливішою причиною таких перегрівів вважаються високі локальні теплові потоки від факелу [1].

Врахування пошкоджень від впливу високого рівня місцевих температур газів, локальної нерівномірності їх температури та достовірна оцінка залишкового ресурсу високотемпературних елементів є актуальними і дозволять забезпечити надійну та довготривалу експлуатацію енергогенеруючого устаткування.

Мета роботи

Оцінка залишкового ресурсу та подовження терміну експлуатації теплоенергетичного устаткування на основі розрахункового дослідження впливу рівня та локальної нерівномірності температур.

© О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовський, Д. В. Риндюк, 2017

Геометрична модель трубопроводів котлоагрегатів та методика розрахункових досліджень

Розрахункові дослідження теплового, напружено-деформованого стану та залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату містить побудову просторового 3D аналогу котлоагрегату (рис. 1). Побудовано комплексу модель, яка включає пальниковий пристрій, що створений трьома стабілізаторами шириною В_{ст} = 15 мм, що розміщувались в каналі шириною 150 мм з кроком $t_{\rm cr} = 50$ мм, та циліндричну трубу діаметром 32×6 мм і довжиною 150 мм. Потік газів, які утворювались після пальникового пристрою, обтікає циліндричну трубу. Коефіцієнт затінення $\kappa_f = 0.30$. Відстань від пальникового пристрою до циліндричної труби дорівнювала 110 мм та 50 мм. Трубопровід діаметром обтікався потоком газів, які утворювались після пальникового пристрою. Приймалось, що температура газів на зрізі стабілізаторів дорівнювала $t_{\Gamma} = 1000 - 1300$ К. Температура повітря дорівнювала Т_п = 300 К. Швидкість газів приймалась рівною $w_r = 10$ м/с. В якості середовища, що сприймає тепло в трубопроводі, задавалась живильна вода з температурою $t_{\rm B} = 20 \, {\rm ^{\circ}C}$ i швидкістю $w_{\rm B} = 0.5$ м/с. Напрями току води та гарячих газів були перпендикулярними. В якості граничних умов при теплових розрахунках задавалися ГУ I-IV роду. Коефіцієнти тепловіддачі для газу були на рівні 80-100 Вт/(м²·К), а для живильної води коефіцієнти тепловіддачі дорівнювали $300-500 \text{ Bt/(m}^2 \cdot \text{K}).$

На ділянці довжиною X = 110 мм між пальниковим пристроєм і трубопроводом відбувається масообмін між гарячими газами сліду за стабілізатором і холодним повітрям в щілині між стабілізаторами. В тильній частині стабілізатора внаслідок інтенсивного масообміну в зоні рециркуляції температура вирівнюється і знаходиться на рівні 400 °C. Але повного вирівнювання не відбувається.

Задана велика різниця температур між гарячими газами та холодною водою дозволила апробувати розрахункову модель гідродинаміки, теплового та напружено-деформованого стану трубопроводу.

Для вирішення краєвої задачі нестаціонарної теплопровідності необхідно задати граничні умови на всіх поверхнях теплообміну таким чином, щоб вони відповідали пусковим характеристикам та експлуатаційному режиму роботи котлоагрегату. При завданні граничних умов розглядалися водогрійні та енергетичні котли.

Краєва задача нестаціонарної теплопровідності циліндричної труби вирішується за допомогою рівняння виду

div
$$[\lambda(T)$$
grad $T] = c(T)\gamma(T)\frac{\partial T}{\partial \tau}$, (1)



Рис. 1 – Геометрична модель та граничні умови циліндричного патрубку

де λ , c, γ – функції температури і координат при початкових умовах $T_0 = T(x, y, z, 0) = f_0(x, y, z)$ і граничних умовах *I*, *II*, *III*, або *IV* роду.

При вирішенні задачі теплопровідності треба задавати нестаціонарними граничні умови *I–IV роду* на різних поверхнях циліндричної труби:

I роду – коли відома температура поверхні циліндричної труби в певний момент часу

$$T_{\rm cr} = f_1(x, y, z, \tau).$$
 (2)

Наприклад, для експлуатаційного режиму в початковий момент часу задавались відповідні температури циліндричної труби.

II роду – на ізольованих поверхнях циліндричної труби граничні умови задавались тепловим потоком

$$q_{\rm cr} = -\lambda \left(\frac{dT}{dn}\right) = f_2(x, y, z, \tau).$$
(3)

III роду – задавали закономірності теплообміну між гарячою паливною сумішшю і металом циліндричної труби, температурою води та коефіцієнтом тепловіддачі

$$-\lambda \left(\frac{dT}{dn}\right) = \alpha \left(T_{\rm cp} - T_{\rm cr}\right). \tag{4}$$

IV роду – відповідали ідеальному контакту твердих тіл, коли обидва тіла на межі їх дотику мають однакові температури і теплові потоки, наприклад, для контакту циліндричної труби та трубної дошки

$$T_{c\tau 1} = T_{c\tau 2},$$

$$-\lambda_1 \left(\frac{dT}{dn}\right)_1 = -\lambda_2 \left(\frac{dT}{dn}\right)_2.$$
(5)

Коефіцієнти тепловіддачі α для різних зон циліндричної труби визначалися згідно критеріальних рівнянь при конвективному теплообміні (ГУ задаються на поверхні циліндричної труби) та при розрахункових дослідженнях газодинаміки течії робочих тіл (гаряча паливна суміш та вода) в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

Розрахункові дослідження теплового стану трубопроводу котлоагрегату

Під час парових випробувань [2] було встановлено, що при вимірах температури газів на одному й тому ж режимі роботи топки через невеликі проміжки часу (5–10 хв.) виявлені значні різниці температур в одних і тих же точках перерізу топки. Проведені дослідження по виміру температури газів в топках потужних парових пиловугільних котлів П-49 та П-57 показали, що нерівномірності температурних полів у великих топкових камерах можуть досягати величини (400–500) °С. Різниця значень середніх інтегральних температур вздовж перерізу при незмінному топковому режимі може сягати (300–350) °С.

Розрахункове дослідження газодинаміки гарячого повітря в котлоагрегаті, теплового (TC) та

напружено-деформованого (НДС) стану циліндричної труби проводилося також із застосуванням програмного комплексу *Solid Works Simulation*. Коефіцієнти тепловіддачі α для різних зон циліндричної труби визначалися згідно критеріальних рівнянь. Відстань від пальникового пристрою до циліндричної труби дорівнювала 50 мм та 110 мм (рис. 1). За циліндричною трубою була значна відстань до стінки котлоагрегату.

Розподілення швидкостей гарячого повітря в газовому просторі котлоагрегату (рис. 2) свідчить про зменшення швидкості з 10 м/с в зоні виходу газу зі стабілізаторів пальникового пристрою до 1 м/с в зоні за трубою та між стабілізаторами. Також має місце зниження швидкості до 4,6– 5,5 м/с в зоні натікання гарячого газу на циліндричну трубу.



Рис. 2 – Вектори швидкості та лінії току при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння, відстань від пальника 50 мм (Solid Works): а – площина зони пальникового пристрою; б – значення швидкості газової суміші; в – вид зверху на циліндричну трубу; г – 2D площина зони пальникового пристрою



Рис. 3 – Розподілення температур при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння (Solid Works), відстань від пальника 50 мм: а – площина зони пальникового пристрою; б – значення температури; в – вид зверху на циліндричну трубу; г – 2D площина зони пальникового пристрою



Рис. 4 – Розподілення температур при обтіканні циліндричної труби продуктами згоряння, відстань від пальника 110 мм

Розподілення температури по товщині стінки циліндричної труби (рис. 4) вказує на значну нерівномірність теплового стану (160–392 °C), що пов'язано зі значною нерівномірністю температури гарячого повітря у просторі котлоагрегату, температура гарячого повітря знаходиться на рівні 110–520 °C. Максимальна температура виникає на вістовому напрямку по ходу гарячого газу і становить 520 °C. Також значний рівень температур гарячого повітря фіксується перед циліндричною трубою по ходу гарячого газу напроти центрального стабілізатору пальникового пристрою (293– 427 °C).

Наступна досліджена конфігурація моделі передбачала розміщення циліндричної труби теплообмінника на відстані 110 мм від пальникового пристрою (рис. 4), при цьому відстань до стінки котлоагрегату перевищувала 110 мм. Отриманий осьовий та радіальний розподіл температур супроводжується значною нерівномірністю теплового стану. Температурний рівень основного металу трубок теплообмінника змінюється від 181 °C до 349 °C.



Рис. 5 – ТС та НДС циліндричного патрубку котлоагрегату (Solid Works), відстань від пальника 50 мм: а – тепловий стан, К; б – напружено-деформований стан, МПа



Рис. 6 – ТС та НДС циліндричного патрубку котлоагрегату (Solid Works), відстань від пальника 50 мм: а – тепловий стан, К; б – напружено-деформований стан, МПа



Рис. 7 – НДС циліндричного патрубку котлоагрегату (Solid Works), відстань від пальника 110 мм: а – вільне розширення циліндричного патрубка по кінцях, МПа; б – закріплення циліндричного патрубка по кінцях, МПа

Розрахункові дослідження НДС трубопроводу котлоагрегату

При розрахунках НДС, було знайдено головні напруження та інтенсивності напружень на протязі всього періоду, що відповідає пусковим вимогам.

Напружено-деформований стан енергетичного обладнання розраховувався при сумісному вирішенні рівнянь рівноваги, які в тензорній формі мають вид

$$\{\sigma_{il}\}_{j} + \rho X_{i} = 0; i, j = 1, 2, 3; p_{i} = f(x, y, z, 0), (6)$$

де σ_{il} – нормальні і дотичні напруження в елементах циліндричної труби; X_{i} – масова сила, яка діє
в елементах циліндричної труби; p_{i} – зовнішні розподілені напруження; ρ – густина матеріалу

елемента. Також додавались рівняння, що характеризують одночасну дію деформацій та закону пружності, які в матричній формі мають вид

$$\{\varepsilon_{ij}\} = [a]\{\sigma_{ij}\} + \{\beta \times \Delta T\},\tag{7}$$

де $\{\varepsilon_{ij}\}$ – вектор деформацій; [a] – матриця пружних коефіцієнтів; $\{\sigma_{ij}\}$ – вектор напружень; $\{\beta \times \Delta T\}$ – вектор температурних деформацій; β – коефіцієнт лінійного розширення; ΔT – зміна температури циліндричної труби при експлуатації.

Розподілення температури по товщині стінки (рис. 5) свідчить про значний градієнт температур по всій площині трубопроводу. Температура металу трубопроводу знаходиться на рівні (250– 300) °С. Максимальна температура гарячої газової суміші напроти центрального стабілізатору пальникового пристрою складає близько 1000 °С. Зони максимальних значень температур вздовж циліндричної труби розташовані напроти стабілізаторів пальникового пристрою відповідно. Температурна нерівномірність вздовж труби сягає 54 % (рис. 5) та кореспондується з даними експериментальних досліджень.

Розподілення інтенсивності напружень по товщині стінки циліндричного патрубка свідчить про те, що інтенсивність умовних пружних напружень в циліндричній трубі лежить в діапазоні 370– 492 МПа (рис. 5) за умови завдання граничних умов конвективного теплообміну, та в діапазоні 138–274 МПа (рис. 6) за умови розрахунку газодинамічних характеристик гарячого потоку газу, що обтікає циліндричний патрубок.

Коли відстань від пальникового пристрою до циліндричної труби дорівнювала 110 мм, розподілення інтенсивності умовних пружних напружень в циліндричній трубі дорівнює 49–73 МПа (рис. 7*a*) за умови закріплення циліндричного патрубка по кінцях та 97–144 МПа (рис. 7*б*) за умови вільного розширення циліндричного патрубка по кінцях.

Розрахункові дослідження пошкоджуваності та залишкового ресурсу трубопроводу котлоагрегату

На базі нестаціонарного напруженодеформованого стану проводиться оцінка малоциклової втомлюваності та статичної пошкоджуваності циліндричного патрубку згідно робіт [2, 3], отримані температури металу циліндричного патрубку необхідні для подальшого розрахунку кількості циклів до руйнування. Контрольна розрахункова температура металу в окремих точках обиралась по максимальному напруженню в зафіксований проміжок часу. Використання згідно [4] номінальної температури металу, викликає необґрунтоване зменшення ресурсних показників елементів парової турбіни і має сенс лише на етапі проектування нового обладнання.

На підставі аналізу діючих напружень і температурних полів обираються найбільш напружені області циліндричного патрубку, для яких проводиться оцінка малоциклової втомлюваності та статичної пошкоджуваності.

Залишкове напрацювання до появи тріщини (в роках) визначається за формулою [5]

$$\left[G\right]_{3a\pi} = \frac{1 - \Pi'}{\Pi''_{\text{Div}}},\tag{8}$$

де П' – сумарне пошкодження, накопичене в металі циліндричного патрубку, що працює в умовах спільної дії повзучості при різних установлених режимах q' типів і циклічних навантажень при різних перемінних режимах k' типів; $\Pi_{piч}^{"}$ – прогнозуюче, на наступний за аналізом період експлуатації, середнє річне пошкодження, що буде накопичуватися в розглянутій зоні циліндричного патрубку при чергуванні q" типів сталих режимів і k" типів циклів з різними циклічними. Двома штрихами відзначені всі величини, що відносяться до періоду експлуатації після проведення оцінки й продовження ресурсу.

Розрахункова оцінка статичного пошкодження циліндричного патрубку котлоагрегату визначається по максимальному напруженню металу (144 МПа) та знаходиться на рівні 0,57, коли час до настання граничного стану під дією еквівалентних напружень визначається за допомогою діаграми довготривалої міцності матеріалу [6-8].

Парковий ресурс паропроводів котлоагрегатів згідно [5] знаходиться на рівні 100–250 тис. год. Прогнозоване, на наступний за аналізом період експлуатації, середнє річне пошкодження, що буде накопичуватися в розглянутій зоні циліндричного патрубку, складе 0,019. Залишковий наробіток до появи тріщини (в роках) циліндричного патрубку котлоагрегату становить 12,9 років та відповідно 77400 годин при річному використанні котлоагрегату 6000 годин.

Висновки

• Створено методику визначення впливу рівня температур та їх градієнтів на оцінку залишкового ресурсу високотемпературних елементів енергетичного та промислового обладнання.

• Базуючись на даних про роботу промислового енергетичного обладнання та результатах фізичних експериментів, обрано коректні початкові та граничні умови, що дало змогу адекватного моделювання впливу нерівномірності поля температур продуктів згоряння.

• На базі програмного комплексу Solid Works виконано розрахункові дослідження, що враховують газодинаміку течії газового потоку при обтіканні трубопроводу.

• Визначено тепловий, напруженодеформований стан та проведено оцінку терміну експлуатації трубопроводу котлоагрегату в залежності від умов роботи обладнання.

• Основуючись на розробленій методиці проведено оцінку залишкового ресурсу трубопроводу, яка для наведених умов складає 77,4 тис. год. при статичній пошкоджуваності від довготривалих навантажень 57 %.

Список літератури

- 1 НД МПЕ України. Контроль металу і продовження терміну експлуатації основних елементів котлів, турбін і трубопроводів теплових електростанцій. – Типова інструкція. СОУ-Н МПЕ 40.17.401:2004. – Офіц. вид. – Київ : ГРІФРЕ : М-во палива та енергетики України, 2005. – 76 с. – (Нормативний документ Мінпаливенерго України, Типова інструкція).
- 2 Температурные поля в топочных камерах мощных паровых котлов / В. Н. Головин, Л. М. Сорокопуд, О. А. Резник и др. // Теплоэнергетика. 1988. № 1. С. 48–50.
- 3 ОСТ 108.031.02-75. Котлы стационарные паровые и водогрейные и трубопроводы пара и горячей воды. Нормы расчета на прочность. – Ленинград : НПО ЦКТИ, 1975. – 240 с.
- 4 РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчёт на малоцикловую усталость. – М., 1985. – № АЗ–002/7382. – 49 с.
- 5 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. – Москва, 1996. – 98 с.

- 6 Ланин, А. А. Прочность и долговечность конструкций при ползучести / А. А. Ланин, В. С. Балина. – Санкт-Петербург : Политехника, 1996. – 257 с.
- 7 Биргер, И. А. Сопротивление материалов : учеб. пособие / И. А. Биргер, Р. Р. Мавлютов. –2-е изд. – Москва : Ленанд, 2015. – 560 с. – ISBN 978-5-9710-1808-7.
- 8 Костюк, А. Г. Динамика и прочность турбомашин : учеб. для вузов по спец. "Турбиностроение" / А. Г. Костюк. – Москва : Машиностроение, 1982. – 264 с.

Bibliography (transliterated)

- (2005), ND MPE Ukrayiny'. Kontrol' metalu i prodovzhennya terminu ekspluataciyi osnovny'x elementiv kotliv, turbin i truboprovodiv teplovy'x elektrostancij. – Ty'pova instrukciya. SOU–N MPE 40.17.401:2004 [RD of MFEU. Metal inspection and extending operating life of main components of boilers, turbines and pipelines of thermal power plants: SOU-N MPE 40.17.401:2004], GRIFRE, Ministry of fuel and energy of Ukraine, Kiev, Ukraine.
- 2 Golovin, V. N. and Sorokopud, L. M. (1988), "Temperaturnyie polya v topochnyih kamerah moschnyih parovyih kotlov [The temperature field in the combustion chamber of powerful steam boilers]", *Teploenergetika*, No. 1, pp. 48–50.
- 3 (1975), Kotlyi statsionarnyie parovyie i vodogreynyie i truboprovodyi para i goryachey vodyi. Normyi rascheta na prochnost [Boilers stationary steam and hot water. The rules for calculating for strength], Lviv, Ukraine.
- 4 (1985), RTM 108.021.103. Detali parovyh stacionarnyh turbin. Raschet na malociklovuju ustalost' [Details of stationary steam turbines. Low cycle fatigue calculation], Moscow, Russian.
- 5 (1996), RD 34.17.440–96. Metodicheskie ukazanija o porjadke provedenija rabot pri ocenke individual'nogo resursa parovyh turbin i prodlenii sroka ih jekspluatacii sverh parkovogo resursa [Methodological guidelines to perform works within assessment of individual service life of steam turbines and its extension beyond the fleet service life], Moscow, Russian.
- 6 Lanin, A. and Balina, V. (1996), Prochnost i dolgovechnost konstruktsiy pri polzuchesti [The strength and durability of designs at creep], S-Peterburg, Politehnika, Russian.
- 7 Birger, I. A. and Mavlyutov, R. R. (2015), Soprotivlenie materialov, ISBN 978 5-9710-1808-7, Lenand, Moscow, Russia.
- 8 Kostyuk, A. G. (1982), Dinamika i prochnost turbomashin, Mashinostroenie, Moscow, Russia.

Відомості про авторів (About authors)

Черноусенко Ольга Юріївна – доктор технічних наук, професор, кафедра теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел. м.: (067) 504–82–92; e-mail: chernousenko20a@gmail.com; cher_olya@2c.kiev.ua; ORCID 0000-0002-1427-8068.

Chernousenko Olga Yuriivna – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Head of the Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv, Ukraine.

Бутовський Леонід Сергійович – кандидат технічних наук, доцент, кафедра теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інсти-

тут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел. м.: (096) 633–07–21; e-mail: home_129@mail.ru; ORCID 0000–0001–8947– 9887.

Butovsky Leonid SergIyovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv, Ukraine.

Риндюк Дмитро Вікторович – кандидат технічних наук, доцент, кафедра теплоенергетичних установок теплових та атомних електростанцій, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»; м. Київ; тел. м.: (099) 055–47–04; e-mail: rel_dv@ukr.net; ORCID 0000–0001–7770–7547.

Rindyuk Dmitro Viktorovich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate Professor, National Technical University of Ukraine «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute», Department of Cogeneration Installations of Thermal and Nuclear Power Plants; Kyiv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Черноусенко, О. Ю. Розрахункове дослідження теплового, напружено-деформованого стану та індивідуального ресурсу трубопроводу котлоагрегату / О. Ю. Черноусенко, Л. С. Бутовський, Д. В. Риндюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 49–56. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.07.

Please cite this article as:

Chernousenko, O., Butovsky, L. and Rindyuk, D. (2017), "Computational Investigation of Thermal Stress-Strain Behavior and Individual Service Life of the Boiler Pipeline", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 49–56, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.07.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Черноусенко, О. Ю. Расчетное исследование теплового, напряженно-деформированного состояния и индивидуального ресурса трубопровода котлоагрегата / О. Ю. Черноусенко, Л. В. Бутовский, Д. В. Рындюк // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 49–56. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.07.

АННОТАЦИЯ Вопрос учета повреждений от воздействия высокого уровня местных температур газов, локальной неравномерности температуры и достоверная оценка остаточного ресурса высокотемпературных элементов актуальны и позволят обеспечить надежную и долговременную эксплуатацию энергогенерирующего оборудования. На базе проведения многочисленных исследований теплового, напряженно-деформированного состояния и остаточного ресурса трубопроводов котлоагрегатов разработана и обоснована методика расчетной оценки воздействия локальной неравномерности тепловых потоков на повреждаемость и остаточный ресурс элементов с целью продления срока эксплуатации энергетического оборудования. Основываясь на данных о работе промышленного энергетического оборудования и результатах физических экспериментов, избраны корректные начальные и граничные условия, что дало возможность адекватного моделирования влияния неравномерности поля температур продуктов сгорания. На базе программного комплекса Solid Works выполнены расчетные исследования, учитывающие газодинамику течения газового потока при обтекании трубопровода. Определены тепловое, напряженнодеформированное состояние и проведена оценка срока эксплуатации трубопровода котлоагрегата в зависимости от условий работы оборудования. Результаты выполненных исследований могут быть использованы в большой и малой энергетике, промышленности и газотранспортной системе Украины и других областях науки и техники в условиях работы элементов оборудования при высоких температурах и локальных температурных градиентах в случае использования горелок стабилизаторного типа с регулировкой профиля температурного поля газов.

Ключевые слова: котельный агрегат, горелка, энергоблок, тепловая электрическая станция, паровая турбина, индивидуальный ресурс, малоцикловая усталость, повреждаемость, остаточный ресурс, прогнозирование.

Надійшла (received) 07.02.2017

УДК 621:518.5

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.08

В. П. СЕВЕРИН, Е. Н. НИКУЛИНА, А. С. ШЕВЦОВ

МОДЕЛЬ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-1000-60/1500-2 ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ УПРАВЛЕНИЯ

АННОТАЦИЯ Приведены уравнения переходных режимов паровой турбины. Путем преобразования уравнений турбины построена нелинейная модель паровой турбины К-1000-60/1500-2 как объекта автоматического управления в относительных переменных состояния, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. На основании этой модели для исследования режима сброса нагрузки построены графики изменения переменных давления и частоты.

Ключевые слова: паровая турбина, объект управления, уравнения динамики, нелинейная модель, переходный режим.

V. SEVERIN, E. NIKULINA, O. SHEVTSOV

MODEL OF STEAM TURBINE K-1000-60/1500-2 FOR CONTROL PROCESSES RESEARCH

ABSTRACT Presentation of model of steam turbine K-1000-60/1500-2 in the state space of relative variables is the aim of the article. Using the physics laws equations describing the dynamics of NPP steam turbine as an automation object in variable modes are considered. By transforming the equations of the dynamics nonlinear model of the steam turbine in relative state variables is built as a system of differential equations in the Cauchy form. The model takes into account the experimental data of regulators and uses a minimal amount of computations. Graphs of nonlinear functions of flow coefficients of the variables of servomotors coordinate values of the control valve and control flap, derived from the experimental data, are constructed. Formulas for the calculation and the calculated values of the constants parameters of the model are given. The input variables of the model are the coordinates of the servomotors of control valve and control flaps, as well as the power of the electric generator. On the basis of the turbine model for the study of the load shedding mode of electric generator graphs of pressure variables in steam volumes and speed of the rotor are constructed by numerical integration of the differential equations system for given functions of closing of servomotors of control valve and control flap. The maximum casting speed of turbine rotor is 7.36 % of the nominal frequency value. Similarly, nonlinear model of a steam turbine K-1000-60/1500-2 can be obtained. Models nuclear steam turbines in relative variables with the minimum number of calculations can be used to optimize the control system parameters of the steam turbine of nuclear power plant. **Keywords**: steam turbine, object of control, dynamic equations, nonlinear model, transition mode.

Введение

Для исследования процессов управления паровыми турбинами АЭС необходимы модели переходных режимов турбин [1, 2]. Разработана модель турбины К-1100-60/1500-2М энергоблока ВВЭР-1000 в абсолютных переменных состояния для исследования импульсных разгрузок по командам противоаварийной автоматики [3]. Для исследования режима сброса нагрузки получена модель турбины К-220-4,4-3 блока ВВЭР-440 в относительных переменных состояния, упрощающая исследование [4]. Необходимо разработать модель турбины К-1000-60/1500-2 в относительных переменных состояния для исследования режима сброса нагрузки.

Цель работы

Целью статьи является представление модели паровой турбины К-1000-60/1500-2 в относительных переменных для решения задач исследования процессов управления турбиной.

Для достижения намеченной цели рассматриваются уравнения переходных режимов паровой турбины как объекта управления в абсолютных переменных состояния. Строится модель турбины К-1000-60/1500-2 в относительных переменных, учитывающая экспериментальные данные регулирования. Приводятся графики режима сброса нагрузки.

Уравнения динамики турбины

При записи уравнений динамики турбины полагаем, что в начальный момент времени все параметры и процессы находятся в стационарном равновесном состоянии, рабочие процессы расширения пара в отсеках турбины изоэнтропны, КПД отсеков постоянны и равны их номинальным значениям. Паровой тракт турбины разделяется на n_V постоянных объемов V_i , $i = \overline{1, n_V}$. При большой массе нагретого металла вокруг проточной части турбины и быстрых переходных процессах дифференциальное уравнение (ДУ) изменения давления p_i в объеме турбины с номером i имеет вид

$$\frac{V_i}{p_{0i}v_{0i}} \cdot \frac{dp_i}{dt} = \Delta G_i \,, \tag{1}$$

где p_{0i} и v_{0i} – давление и удельный объём в номинальном режиме; ΔG_i – приращение массового расхода пара [4]. Теоретический расход пара G_t через сечение площадью F определим уравнени-© В. П. Северин, Е. Н. Никулина, А. С. Шевцов, 2017 ем неразрывности $G_i v = Fc$, где v – теоретический удельный объем пара, c – теоретическая скорость пара. Отсюда

$$G_t = Fc/v . (2)$$

При адиабатическом расширении пара через суживающееся сопло его теоретическая скорость в системе СИ определяется по формуле

$$c = \sqrt{\frac{2kpv}{k-1}} \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}}, \qquad (3)$$

где k – показатель адиабаты; p – давление пара в предыдущем объеме; ε – отношение давления пара в последующем объеме к давлению пара в предыдущем объеме. Подстановка (3) в (2) дает

$$G_t = F \sqrt{\frac{2k}{k-1}} \frac{p}{\nu} \sqrt{\varepsilon^{\frac{2}{k}} - \varepsilon^{\frac{k+1}{k}}} .$$
 (4)

С увеличением є скорость c возрастает до максимально возможной критической скорости c_c . Приравнивая производную (3) по є нулю, найдем критическое значение

$$\varepsilon_c = \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}.$$
 (5)

Подставляя это значение в (3) и (4), получим критические скорость и расход:

$$c_{c} = \sqrt{kpv\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}, \ G_{c} = F\sqrt{k\frac{p}{v}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}. \ (6)$$

Для отношения теоретического и критического расходов $\beta = G_t/G_c$ применяется формула Бендемана

$$\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c}\right)^2} , \qquad (7)$$

откуда

$$G_t = \beta G_c \,. \tag{8}$$

Обозначая

$$\chi = \sqrt{k \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}},$$
(9)

для критического расхода (6) получим

$$G_c = F\chi_{\sqrt{\frac{p}{v}}}.$$
 (10)

Для действительного расхода $G = \mu G_t$, где μ – коэффициент расхода, из формул (8) и (10) имеем

$$G = \mu \beta F \chi \sqrt{\frac{p}{v}} . \tag{11}$$

Эта формула применяется при вычислении расхода пара через регулирующие органы. Расход пара, вытекающего из внутреннего отсека турбины с номером *i* в последующий отсек, вычисляется по формуле Флюгеля-Стодолы

$$G_i = G_{0i} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{p_i^2 - p_{0i+1}^2}},$$
 (12)

где G_{0i} – расход пара в номинальном режиме; p_i и p_{i+1} – давление пара в данном и последующем объемах; p_{0i} и p_{0i+1} – номинальные значения давления. Расход пара в отбор для объема турбины с номером *i* вычисляется по формуле

$$G'_{i} = G'_{0i} \sqrt{\frac{p_{i} - p'_{i}}{p_{0i} - p'_{0i}} \cdot \frac{p_{i}}{p_{0i}}}, \qquad (13)$$

где G'_{0i} – значение расхода в отбор в номинальном режиме, p'_i и p'_{0i} – давление пара в отборе и его номинальное значение. Приращение расхода определится по формуле

$$\Delta G_i = G_{i-1} - G_i - G'_i - G''_i, \qquad (14)$$

где G_i'' – расход вследствие утечек пара. Подставляя приращения расходов из формулы (14) в ДУ (1), имеем систему ДУ (СДУ) для вычисления давления в паровых объемах при изменении режима работы турбины.

Уравнение движения ротора паровой турбины [4]

$$J\omega \, d\omega/dt = N - N_s, \tag{15}$$

где J и ω – момент инерции и угловая скорость вращения ротора; N и N_s – механическая мощность турбины и мощность электрического генератора

$$N = \sum_{i \in I_N} N_{0i} \sqrt{\frac{p_i^2 - p_{i+1}^2}{p_i^2 - p_{0i+1}^2}} - N_I, \qquad (16)$$

где N_{0i} – номинальное значение мощности, соответствующее паровому объему с номером i; I_N – множество номеров объемов, определяющих ее мощность; N_l – потери мощности. Обозначим угловую скорость и мощность турбины в номинальном режиме через ω_0 и N_0 .

Модель паровой турбины для переходного режима включает уравнения (1), (11)-(16).

Модель турбины К-1000-60/1500-2

Для исследования переходного режима турбины К-1000-60/1500-2 выделим для нее паровые объемы: 1 – перед регулирующим клапаном (РК); 2 – за РК до отбора 1 за ступенью 3 цилиндра высокого давления (ЦВД); 3 – от отбора 1 за ступенью 3 до отбора 2 за ступенью 5 ЦВД; 4 – от отбора 2 за ступенью 5 до отбора 3 за ступенью 7 ЦВД; 5 – от выхлопа за ступенью 7 ЦВД до ступени 2 сепаратора-пароперегревателя (СПП); 6 – от ступени 2 СПП до регулирующей заслонки (РЗ); 7 – от РЗ до ступени 1 цилиндра низкого давления (ЦНД); 8 – от ступени 1 до отбора 4 за ступенью 2 ЦНД; 9 – от отбора 4 за ступенью 2 ЦНД до отбора 5 за ступенью 3 ЦНД; 10 – от отбора 5 за ступенью 3 ЦНД до отбора 6 за ступенью 4 ЦНД; 11 – от отбора 6 за ступенью 4 ЦНД до отбора 7 за ступенью 6 ЦНД; 12 – от отбора 7 за ступенью 6 ЦНД до выхлопа ЦНД. Число паровых объемов $n_V = 12$.

Зададим базовые значения времени и давления $t_b = 1$ с и $p_b = p_{01}$, где $p_{01} = 5,884$ МПа. Преобразуя ДУ (1) к относительным переменным состояния давления $\pi_i = p_i/p_b$, $\pi'_i = p'_i/p_b$ и времени $\tau = t/t_b$, найдем постоянные параметры $r_i = p_{0i}v_{0i}t_b/V_{0i}$. Тогда получим СДУ в виде Коши:

$$\frac{d\pi_i}{d\tau} = r_i \frac{\Delta G_i}{p_b}, \quad i = \overline{1, n_V}.$$
(17)

Относительные значения переменных состояния турбины при номинальном режиме приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Относительные значения

Параметр	Величина	Параметр	Величина
π_{01}	1.0000	π_{02}	0.9730
π_{03}	0.4763	π_{04}	0.3062
π_{05}	0.1967	π_{06}	0.1917
π_{07}	0.1868	π_{08}	0.1830
π_{09}	0.1028	π_{010}	0.055
π_{011}	0.0151	π_{012}	0.0038
π'_1	0.9933	π'_3	0.4500
π'_4	0.2732	π'_5	0.1933
π'_7	0.185	π'_9	0.0957
π'_{10}	0.0507	π'_{11}	0.0137
π'_{12}	0.0035	_	_

На основании (11) определим параметры расходов для четырех РК и шести РЗ:

$$G_{v} = 4F_{v}\chi \sqrt{\frac{p_{b}}{v_{01}}}, \quad G_{f} = 6F_{f}\chi \sqrt{\frac{p_{b}}{v_{07}}},$$

где $\chi = 0,6482$; F_{ν} и F_{f} – площади сечений РК и РЗ. По формуле (7) определим функцию

$$\beta(\varepsilon) = \begin{cases} 1, & \varepsilon \leq \varepsilon_c, \\ \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon - \varepsilon_c}{1 - \varepsilon_c}\right)^2}, & \varepsilon > \varepsilon_c. \end{cases}$$

В соответствии с (11) сформируем функции расходов РК и РЗ:

 $\phi_{\nu}(\mu_{1},\epsilon) = \mu_{\nu}(\mu_{1},\epsilon)\beta(\epsilon), \quad \phi_{f}(\mu_{2},\epsilon) = \mu_{f}(\mu_{2},\epsilon)\beta(\epsilon),$ где μ_{1} и μ_{2} – относительные координаты сервомоторов РК и РЗ. Графики экспериментальных функций расходов РК и РЗ приведены на рис. 1 и 2.

Введём относительные переменные частоты вращения ротора $\phi = (\omega - \omega_0)/\omega_0$, мощности турбины $\nu = N/N_0$ и электрического генератора



Рис. 1 – Функция расхода РК



Рис. 2 – Функция расхода РЗ

 $v_s = N_s / N_0$. Определим безразмерные постоянные параметры:

$$\begin{split} \alpha_i &= \frac{r_i G_{0i-1}}{\sqrt{p_{0i-1}^2 - p_{0i}^2}} , \quad i = 1, \overline{3}, \overline{7}, \overline{9}, \overline{12} , \\ \alpha_2 &= \frac{r_2 G_v}{\sqrt{p_{01} p_b}} , \quad \alpha_8 = \frac{r_8 G_v}{\sqrt{p_{07} p_b}} , \\ \beta_1 &= \frac{r_1 G_v}{\sqrt{p_{01} p_b}} , \quad \beta_7 = \frac{r_7 G_v}{\sqrt{p_{07} p_b}} , \\ \beta_i &= \frac{r_i G_{0i}}{\sqrt{p_{0i}^2 - p_{0i+1}^2}} , \quad i = \overline{2}, \overline{6}, \overline{8}, \overline{12} , \\ \gamma_i &= \frac{r_i G_{0i}'}{\sqrt{(p_{0i} - p_{0i}')p_{0i}}} , \quad i = 1, \overline{3}, \overline{5}, 7, \overline{9}, \overline{12} , \\ \delta_i &= \frac{r_i G_{0i}''}{p_b} , \quad i = 1, 5, 7 , \\ \kappa_i &= \frac{N_{0i} p_b}{N_0 \sqrt{p_{0i}^2 - p_{0i+1}^2}} , \quad i = \overline{2}, \overline{4}, \overline{8}, \overline{12} , \\ \alpha_\phi &= \frac{N_0 t_b}{J \omega_0^2} , \quad \nu_l = \frac{N_l}{N_0} . \end{split}$$

Значения параметров модели, вычисленные по конструктивным и технологическим параметрам турбины К-1000-60/1500-2, приведены в табл. 2.

Введем безразмерные функции:

$$\sigma(x, y) = \begin{cases} 0, & x \le y; \\ \sqrt{x^2 - y^2}, & x > y; \end{cases}$$

$$\sigma_1(x, y) = \begin{cases} 0, & x \le y; \\ \sqrt{(x - y)x}, & x > y. \end{cases}$$

1аопина / — Постоянные параметры молеп	
1001000000000000000000000000000000000	И

Параметр	Величина	Параметр	Величина
π_0	1.0833	$\pi_k^{}$	0.0007
α_1	0.6756	β_1	1.0323
α2	25.0002	β_2	7.6732
α3	4.6606	β_3	9.7817
α_4	12.8363	β_4	18.454
α_5	0.6346	β_5	3.3244
α ₆	3.1463	β_6	3.2414
α ₇	6.2511	β_7	5.5666
α_8	11.8747	β_8	3.2639
α ₉	5.1925	β ₉	8.6288
α_{10}	3.8682	β_{10}	5.9048
α_{11}	3.1856	β_{11}	10.8854
α_{12}	0.4346	β_{12}	1.5918
γ_1	0.1520	γ_3	3.4355
γ_4	3.5199	γ_5	0.0898
γ_7	0.2858	γ_9	1.3356
γ_{10}	1.5393	γ_{11}	2.1549
γ_{12}	0.2823	δ_1	0.0003
δ_5	0.0001	δ_7	0.0305
κ ₂	0.2037	κ ₃	0.2463
κ ₄	0.3347	κ ₈	0.7826
κ,	1.2237	κ_{10}	3.4108
κ ₁₁	10.4487	κ ₁₂	31.4369
α_{ϕ}	0.0705	v _l	0.0174

После преобразования правых частей СДУ (17) и ДУ (15) получим нелинейную модель паровой турбины К-1000-60/1500-2 в виде СДУ в относительных переменных состояния:

$$\begin{aligned} \frac{d\pi_1}{d\tau} &= \alpha_1 \sigma(\pi_0, \pi_1) - \beta_1 \varphi_v \left(\mu_1, \frac{\pi_2}{\pi_1}\right) \sqrt{\pi_1} - \gamma_1 \sigma_1(\pi_1, \pi_1') - \delta_1, \\ \frac{d\pi_2}{d\tau} &= \alpha_2 \varphi_v \left(\mu_1, \frac{\pi_2}{\pi_1}\right) \sqrt{\pi_1} - \beta_2 \sigma(\pi_2, \pi_3), \\ \frac{d\pi_3}{d\tau} &= \alpha_3 \sigma(\pi_2, \pi_3) - \beta_3 \sigma(\pi_3, \pi_4) - \gamma_3 \sigma_1(\pi_3, \pi_3'), \\ \frac{d\pi_4}{d\tau} &= \alpha_4 \sigma(\pi_3, \pi_4) - \beta_4 \sigma(\pi_4, \pi_5) - \gamma_4 \sigma_1(\pi_4, \pi_4'), \\ \frac{d\pi_5}{d\tau} &= \alpha_5 \sigma(\pi_4, \pi_5) - \beta_5 \sigma(\pi_5, \pi_6) - \gamma_5 \sigma_1(\pi_5, \pi_5') - \delta_5, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{d\pi_6}{d\tau} &= \alpha_6 \sigma(\pi_5, \pi_6) - \beta_6 \sigma(\pi_6, \pi_7) ,\\ \frac{d\pi_7}{d\tau} &= \alpha_7 \sigma(\pi_6, \pi_7) - \beta_7 \varphi_f \left(\mu_2, \frac{\pi_8}{\pi_7}\right) \sqrt{\pi_7} - \\ &- \gamma_7 \sigma_1(\pi_7, \pi_7') - \delta_7, \\ \frac{d\pi_8}{d\tau} &= \alpha_8 \varphi_f \left(\mu_2, \frac{\pi_8}{\pi_7}\right) \sqrt{\pi_7} - \beta_8 \sigma(\pi_8, \pi_9) ,\\ \frac{d\pi_9}{d\tau} &= \alpha_9 \sigma(\pi_8, \pi_9) - \beta_9 \sigma(\pi_9, \pi_{10}) - \gamma_9 \sigma_1(\pi_9, \pi_9') ,\\ \frac{d\pi_{10}}{d\tau} &= \alpha_{10} \sigma(\pi_9, \pi_{10}) - \beta_{10} \sigma(\pi_{10}, \pi_{11}) - \gamma_{10} \sigma_1(\pi_{10}, \pi_{10}') ,\\ \frac{d\pi_{11}}{d\tau} &= \alpha_{11} \sigma(\pi_{10}, \pi_{11}) - \beta_{11} \sigma(\pi_{11}, \pi_{12}) - \gamma_{11} \sigma_1(\pi_{11}, \pi_{11}') ,\\ \frac{d\pi_{12}}{d\tau} &= \alpha_{12} \sigma(\pi_{11}, \pi_{12}) - \beta_{12} \sigma(\pi_{12}, \pi_k) - \gamma_{12} \sigma_1(\pi_{12}, \pi_{12}') ,\\ \frac{d\varphi}{d\tau} &= \frac{\alpha_{\varphi}}{(1+\varphi)} \left(\sum_{i \in I_N} \kappa_i \sigma(\pi_i, \pi_{i+1}) - \nu_i - \nu_s \right). \end{aligned}$$

Здесь $I_N = \{2, 4, 8, 12\}$. Входными переменными этой модели являются координаты сервомоторов РК и РЗ $\mu_1 = \mu_1(\tau)$ и $\mu_2 = \mu_2(\tau)$ соответственно, а также мощность электрического генератора v_s. Давления в отборах полагаем постоянными и равными их значениям в номинальном режиме. Обозначая вектор состояния и векторную функцию правых частей приведенной СДУ через $\mathbf{X} = (\pi_1 \ \pi_2 \ \dots \ \pi_{12} \ \phi)$ и $\mathbf{f}_t(\mathbf{X}, \mu_1, \mu_2, \nu_s)$, модель турбины представим в векторном виде:

$$d\mathbf{X}/d\tau = \mathbf{f}_t(\mathbf{X}, \boldsymbol{\mu}_1, \boldsymbol{\mu}_2, \boldsymbol{\nu}_s).$$
(18)

Эта модель позволяет исследовать процессы при изменении режимов работы турбины.

Исследование режима сброса нагрузки

Для исследования режима сброса нагрузки с помощью модели (18) зададим для нее соответствующие номинальному режиму начальное условие $\mathbf{X}_0 = (\pi_{01} \quad \pi_{02} \quad \dots \quad \pi_{012} \quad 0),$ мощность электрического генератора при сбросе нагрузки $v_{s} = 0$, функции перемещения сервомоторов РК и РЗ, представленные на рис. 3.

На рис. 4-6 показаны графики переменных давления, полученные численным интегрированием СДУ (18). На рис. 7 дан график изменения относительной переменной частоты в процентах $y = 100 \phi$.

Переменная давления в первом объеме ЦВД на рис. 4 незначительно увеличивается, а в остальных объемах переменные давления понижаются. Переменные давлений в СПП на рис. 5 сначала сближаются, а затем почти одинаково начинают снижаться. Переменные давлений в ЦНД на рис. 6 понижаются.



Рис. 3 – Функции перемещения сервомоторов







Рис. 5 – Изменение давлений в СПП



Рис. 6 – Изменение давлений в ЦНД



На рис. 7 переменная частоты вращения ротора турбины *у* плавно увеличивается в течение 3 с до своего максимального значения, а затем медленно начинает снижаться. Максимальный заброс оборотов частоты турбины К-1000-60/1500-2 составил 7,36 % от номинального значения частоты.

Выводы

Приведены уравнения динамики паровой турбины как объекта управления в абсолютных переменных. Преобразованием этих уравнений построена модель турбины К-1000-60/1500-2 в относительных переменных состояния, учитывающая экспериментальные данные регулирующих органов и использующая минимальное количество вычислений. На основании этой модели для исследования режима сброса нагрузки построены графики изменения переменных давления и частоты. Модель паровой турбины К-1000-60/1500-2 в относительных переменных используется для исследования системы автоматического управления турбиной.

Список литературы

- Кириллов, И. И. Автоматическое регулирование паровых турбин и газотурбинных установок / И. И. Кириллов. – Ленинград : Машиностроение, 1988. – 447 с.
- Самойлович, Г. С. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах / Г. С. Самойлович, Б. М. Трояновский. – Москва : Энергоиздат, 1982. – 496 с.
- 3 Швецов, В. Л. Результаты анализа динамических характеристик турбины К-1100-60/1500-2М при импульсных разгрузках по командам противоаварийной автоматики электрических сетей / В. Л. Швецов, И. Н. Бабаев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2012. – № 8. – С. 50–58. – Бібліогр. : 2 назв. – ISSN 2078-774Х.
- 4 Северин, В. П. Нелинейные модели переходных режимов паровых турбин АЭС для оптимизации процессов управления / В. П. Северин,

Е. Н. Никулина, И. Х. Чеченова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 8(1180). – С. 65–71. – Бібліогр. : 5 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

Bibliography (transliterated)

- 1 Kirilov, I.I. (1988), Avtomaticheskoe regulirovanie parovyh turbin i gazoturbinnyh ustanovok [Automatic control of steam turbines and gas turbines], Mashinostroenie, Leningrad, Russia.
- 2 Samoylovich, G. S. and Troyanovskiy, B. M. (1982), Peremennye i perehodnye reghimy v parovyh turbinah [Variables and transients modes in steam turbines], Energoizdat, Moscow, Russia.
- 3 Shvetsov, V. L. and Babaev, I. N. (2012), "Rezul'taty analiza dinamicheskih harakteristik turbiny K-1100-60/1500-2M pri impul'snyh razgruzkah po komandam protivoavariynoy avtomatiki elektricheskih setey [Results of Analysis of Dynamic Characteristics of Turbine K-1100-60/1500-2M Under Impulse Unloadings on Command of the Emergency Control Automatics of the Electrical Networks]", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8, pp. 50–58.
- 4 Severin, V., Nikulina, E. and Chechenova, I. (2016), "Nonlinear models of transients of nuclear power steam turbines to optimize control processes", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1180), pp. 65–71, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.08.09.

Сведения об авторах (About authors)

Северин Валерий Петрович – доктор технических наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», профессор кафедры системного анализа и информационноаналитических технологий; г. Харьков, Украина; e-mail: severinvp@gmail.com.

Severin Valeriy Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Systems Analysis and Information Analytical Technologies of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine.

Никулина Елена Николаевна – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», кафедра радиоэлектроники, г. Харьков, Украина; e-mail: elena78 02@inbox.ua.

Nikulina Elena Nikolaevna – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, Associate Professor, Department of Radioelectronica of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine.

Шевцов Александр Сергеевич – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», аспирант кафедры системного анализа и информационно-аналитических технологий; г. Харьков, Украина; e-mail: sandrik877@gmail.com.

Shevtsov Alexander Sergeevich – aspirant of Department of Systems Analysis and Information Analytical Technologies of National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Kharkiv, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Северин, В. П. Модель паровой турбины К-1000-60/1500-2 для исследования процессов управления / В. П. Северин, Е. Н. Никулина, А. С. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 57–62. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.08.

Please cite this article as:

Severin, V., Nikulina, E. and Shevtsov, O. (2017), "Model of Steam Turbine K-1000-60/1500-2 for Control Processes Research", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 57–62, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.08.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Северин, В. П. Модель парової турбіни К-1000-60/1500-2 для дослідження процесів керування / В. П. Северин, О. М. Нікуліна, О. С. Шевцов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 57–62 – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.08.

АНОТАЦІЯ Розглянуті рівняння перехідних режимів парової турбіни. Шляхом перетворення рівнянь турбіни побудована нелінійна модель парової турбіни К-1000-60/1500-2 як об'єкта автоматичного керування в відносних змінних стану, що враховує експериментальні дані регулюючих органів і використовує мінімальну кількість обчислень. На основі цієї моделі для дослідження режиму скидання навантаження побудовані графіки зміни змінних тиску та частоти.

Ключові слова: парова турбіна, об'єкт керування, рівняння динаміки, нелінійна модель, перехідний режим.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 539.4

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.09

М. Г. ШУЛЬЖЕНКО, Ю. Г. ЄФРЕМОВ, О. В. ДЕПАРМА, В. Й. ЦИБУЛЬКО

ДАТЧИК ВІБРОШВИДКОСТІ З ФУНКЦІЯМИ КОНТРОЛЮ І АНАЛІЗУ ВІБРАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГООБЛАДНАННЯ

АНОТАЦІЯ Для вимірювання параметрів вібрації елементів енергетичного обладнання пропонуються датчики віброшвидкості з цифровою обробкою сигналу. Датчик визначає спектральні складові та середньоквадратичні значення віброшвидкості у заданих смугах частот вимірювання, сигналізує про перевищення середньоквадратичних значень віброшвидкості заданих рівнів та про різку зміну (стрибок) вібрації. Датчики використано для оцінки вібраційного стану турбоагрегата К-300-240.

Ключові слова: вихорострумовий перетворювач, мікроконтролер, вібрація, віброшвидкість, спектр, турбоагрегат

M. SHULZHENKO, I. IEFREMOV, O. DEPARMA, V. TSYBULKO

VIBRATION RATE SENSOR WITH THE POWER EQUIPMENT VIBRATION PARAMETER CONTROL AND ANALYSIS FUNCTIONS

ABSTRACT A reliability of the assessment of the vibration state of the units depends to a certain extent on the accuracy and reliability of technologies and the software used for the control and measurement of vibration parameters. Developing vibration rate sensors that provide in full the appropriate level of metrological and operating performances in the real time mode is an important scientific and engineering problem and the actuality of it is defined by the requirements set to the sensors of a new generation. An intelligent vibration rate sensor was developed using the state-of-the-art element base with the microcontroller of an STM32 type to assess the vibration state of nonrotating parts of the equipment. The sensor has a contact eddy current primary transducer and a functional transducer to process signals. The sensor software has the functions that compensate the influence of temperature and nonlinearity of the amplitude-frequency characteristic of primary transducer, automatic adjustment of the amplitude range for the measurement of the root-mean-square value of vibration rate and automatic trouble-shooting test function in the case of improper functioning. This sensor allowed us to get spectral characteristics of the vibration rate for turbounit supports.

Key words: eddy current transducer, microcontroller, vibration, vibration rate, spectrum, and the turbounit.

Вступ

При вирішенні проблеми підвищення надійності і безпеки експлуатації агрегатів може використовуватися новітні інтелектуальні засоби діагностування вібраційного стану з визначенням небезпечних несправностей. Відомо, що вібраційний стан працюючого агрегату є одним з основних показників його технічного стану, а вібропараметри є найбільше чутливими до появи і розвитку пошкоджень. На вірогідність оцінки вібраційного стану агрегатів істотно впливає точність і надійність технічних засобів і програмного забезпечення визначення й контролю параметрів вібрації. Тому необхідно вирішити задачі щодо зниження похибки від впливу зовнішнього середовища, розширення динамічного та частотного діапазону вимірювання. Одним із засобів вирішення цієї задачі є використання цифрової обробки сигналу. Поєднання чутливого елемента з мікропроцесором дозволяє розширити функціональні можливості датчика, покращити експлуатаційні та метрологічні характеристики.

Датчики з цифровою обробкою сигналу перевершують датчики з аналоговою обробкою за метрологічними характеристиками, функціональними можливостями, експлуатаційними факторами та відносяться до класу інтелектуальних датчиків [1–3]. Термін "smart sensor" (розумний або інтелектуальний датчик) вперше було введено менеджером Honeywell Industrial Measurement and Control Томом Гріфітом (Tom Griffiths). Інтелектуальний датчик включає в себе мікропроцесор з цифровим інтерфейсом і має функції самоконтролю та контролю зміни зовнішнього середовища для автоматичної компенсації або сигналізації про цей вплив. Наявність цифрового інтерфейсу дозволяє підключати датчик в промислову мережу для двохстороннього обміну даних і в процесі експлуатації проводити конфігурування датчика, вибирати режими його роботи та проводити діагностику його функціонування.

Характерними ознаками інтелектуального датчика може бути наступне [1–3]:

– контроль поточного значення вимірюваного параметра;

 – розширення можливостей обробки даних вимірювання, архівації, виконання функцій виявлення заданих подій і здійснення правил регулювання й логічного керування;

 – забезпечення безперервної самодіагностики;

– реалізація функцій настроювання і градуювання;

настроювання часу усереднення вихідного сигналу;

- настроювання діапазону вимірювання;

- адаптивність (автоматичне переключення

© М. Г. Шульженко, Ю. Г. Єфремов, О. В. Депарма, В. Й. Цибулько, 2017

діапазону вимірювання датчика);

 – автоматична компенсація впливу параметрів навколишнього середовища;

 компенсація нелінійності, що дозволяє лінеаризувати функцію перетворення датчика;

використання цифрових комунікаційних протоколів (цифрових інтерфейсів);

 – здійснення обміну інформацією між датчиком і користувачем і забезпечення користувача можливістю перепрограмування на нові варіанти програмного забезпечення;

 – здійснення тестування й керування параметрами датчика на відстані;

– контроль чутливого елемента датчика на раптову відмову.

Розробкою та виготовленням інтелектуальних датчиків вібрації займаються ряд відомих закордонних фірм ("*Shenck*" та "*IFM*" Німеччина, "*Bruel&Kjaer*" Данія, "*Mempix*" США та ін.).

Мета роботи

На цей час на ринку України відсутні інтелектуальні датчики вібрації вітчизняного виробництва. Створення датчиків віброшвидкості, що забезпечують у повному обсязі необхідний рівень метрологічних та експлуатаційних характеристик в режимі реального часу є важливою науковотехнічною задачею, актуальність якої визначається вимогами до датчиків нового покоління.

Основний матеріал

В ІПМаш НАН України створено інтелектуальний датчик віброшвидкості для оцінки вібраційного стану необертових частин обладнання який складається з первинного та функціонального перетворювачів. На базі розробленого раніше пристрою для вимірювання відстані до струмопровідної поверхні [4] створено однокомпонентний вихорострумовий первинний перетворювач. Первинний перетворювач (ПП) призначено для перетворення фізичної величини (віброшвидкості) у частотно-модульований (ЧМ) сигнал [5, 6]. Частота цього сигналу $\omega(t)$ залежить від значення несучої частоти ω_0 високочастотного (ВЧ) сигналу та амплітуди частоти сигналу віброшвидкості V(t), що модулює ВЧ сигнал. Проведені дослідження показали, що на значення несучої частоти сигналу суттєво впливає температура. Для корекції впливу температури і інших факторів розроблено первинний перетворювач з функцією автоматичного налаштування частоти (АНЧ). Функціональна схема датчика, що має первинний перетворювач з функцією АНЧ та функціональний перетворювач приводиться на рис. 1. Первинний перетворювач ПП з функцією АНЧ відрізняється від створеного раніше ПП [6-8] тим, що в корпусі-екрані розташовано блок формування перевірних сигналів 19 з керувальним елементом 15, який дозволяє автоматично підстроювати та утримувати в допустимих межах несучу частоту.



Рис. 1 – Функціональна схема інтелектуального датчика: 1 – вимірювальна котушка індуктивності; 2 – вимірювальний автогенератор; 3 – перетворювач частоти; 4 – опорний автогенератор; 5 – опорна котушка індуктивності; 6 – фільтр різницевої частоти; 7 – підсилювач обмежувач; 8 – формувач послідовності імпульсів; 9 – частотний детектор; 10 – підсилювач; 11 – функціональний перетворювач; 12 – жорсткий електропровідний елемент; 13 – корпус-екран вихорострумового перетворювача; 14 – пружноінерційний елемент з електропровідною поверхнею; 15 – керувальний елемент; 16 – пружнов'язкий елемент; 17 – лінія зв'язку; 18 – перевірна котушка індуктивності; 19 – блок формування перевірних сигналів

Алгоритм роботи первинного перетворювача з функцією АНЧ наступний. При коливанні ПП змінюється зазор між струмопровідною поверхнею пружно-інерційного елемента 14 і вимірювальною котушкою 1. При зміні зазору $\delta = \delta 0 + \delta(t)$ на $\delta(t)$ відносно початкового бо вимірювальним автогенератором 2 генерується сигнал частотою $F(\delta) = F(\delta 0) + F[\delta(t)]$. На першому і другому виході перетворювача частоти 3 формується ЧМ сигнал $\Delta F(\delta) = [F(\delta 0) - F(\Delta)] + F[\delta(t)]$, де $F(\Delta)$ – частота опорного автогенератора 4; $F(\delta 0)$ – частота вимірювального автогенератора 2 без девіації; $F(\Delta) F(\delta 0) = F 0$ – несуча різницева частота; $F[\delta(t)]$ – девіація частоти при впливі вібрації V(t) на ПП.

Сигнал на виході перетворювача частоти 3 буде мати частоту $\Delta F(\delta) = Fo + F[\delta(t)]$, що дорівнює різниці частот сигналів вимірювального автогенератора 2 і опорного автогенератора 4.

Після демодуляції $\Delta F(\delta)$ ЧМ сигнал перетворюється частотним детектором в сигнал по напрузі $U = (Uo \pm \Delta U) + [U(t) + \Delta U(t)]$, де Uo – постійна складова сигналу, пропорційна початковому (заданому) зазору бо при нерухомому пружноінерційному елементі 14; U(t) – змінний сигнал, породжений вібрацією V(t) корпусу-екрану вихорострумового перетворювача 13; ΔU – сигнал, що враховує зміну характеристик вихорострумового перетворювача за часом та від температури.

Разом зі зміною *U*о пропорційно змінюється і U(t) у вигляді додатка $\Delta U(t)$, при цьому знак плюс або мінус сигналу ΔU відповідає збільшенню або зменшенню усередненої різницевої частоти відносно частоти *F*(δo).

3 другого виходу перетворювача частоти 3 сигнал $\Delta F(\delta)$ подається на перший вхід блока формування перевірних сигналів 19, де Fo несуча різницева частота порівнюється із еталонною Fo. Після перетворення різницевої частоти $\Delta F(\delta)$, пропорційної бо, в напругу, відфільтровується швидка зміна, пропорційна U(t) і виділяється постійна складова сигналу, пропорційна $Uo \pm \Delta U$. Сигнал з виходу блока формування перевірних сигналів через керувальний елемент 15, перевірну котушку 18 та індуктивно пов'язану з нею опорну котушку індуктивності 5 опорного автогенератора 4 змінює частоту $F(\Delta)$ до практично повного зникнення ΔU . Це дозволяє компенсувати зміну характеристик вихорострумового перетворювача за часом та від температури і повертає Fo і $F[\delta(t)]$ до еталонної величини Fo, що генерується блоком формування перевірних сигналів 19.

Проведені дослідження впливу температури на частоту ЧМ сигналу ПП з функцією АНЧ показали, що частота ЧМ сигналу стабільна та майже не залежить від зміни температури навколишнього середовища (табл. 1).

Таблиця 1 – Вплив	температури	на	частоту	ЧМ
сигналу ПП з функці	єю АНЧ			

сигналу пп з функцією Ап т					
Температура, °С	15	30	60	90	98
Частота, кГц	92,3	92,5	92,6	92,6	92,6

Відзначимо, що при різкій зміні температури (температурному ударі) керувальному елементу 15 ПП з АНЧ потрібен час (не більше двох хвилин) на стабілізацію несучої частоти. Температурний удар може призвести до того, що при обробці ЧМ сигналу функціональним перетворювачем може бути видано помилковий сигнал про досягнення СКЗ віброшвидкості небезпечного або аварійного рівня. Для запобігання таких ситуацій створено первинний перетворювач з АНЧ та функцією визначення температури. Для цього у структурі ПП з АНЧ використано додатковий елемент – цифровий датчик температури, частота сигналу якого пропорційна значенню температури.

Функціональний перетворювач (ФП) призначено для цифрової обробки сигналу первинного перетворювача та видачі вібровимірювальної інформації у аналоговому та цифровому вигляді. Функціональний перетворювач включає наступні модулі, які зібрані на мікросхемах з навісними елементами й відповідними зв'язками:

 – вхідний модуль для подачі електроживлення на ПП, посилення і обмеження ЧМ сигналу ПП;

– мікроконтролер типу STM32 для обробки сигналу ПП;

– вихідний модуль для нормування сигналу пропорційного вимірювальній величині.

Для мікроконтролера ФП розроблена програма, яка працює за наступним алгоритмом:

 – за параметрами ЧМ сигналу визначається розрив лінії або коротке замикання у ПП;

 проводиться демодуляція ЧМ сигналу та його перетворення у цифровий сигнал;

 – дискретним перетворенням Фур'є цифровий сигнал розкладається на гармонічні складові;

 визначається температура ПП та її градієнт (при наявності цифрового датчика температури);

 – за градуювальними коефіцієнтами корегується амплітудно-частотна характеристика датчика;

 за корегуючими коефіцієнтами в залежності від температури ПП корегується амплітудна характеристика датчика;

– розраховуються середньоквадратичні значення (СКЗ) віброшвидкості у двох діапазонах частот вимірювання (робочому: 10–1000 Гц; низькочастотному: 10–25 Гц);

визначається коефіцієнт перетворення
 СКЗ віброшвидкості у токовий сигнал;

 – розраховується амплітуда і фаза ½, 1 та 2 обертових гармонічних складових віброшвидкості (при наявності сигналу фазової мітки); виконується перевірка досягнення СКЗ віброшвидкості аварійних рівнів та перевірка різкого росту (стрибка) вібрації;

 – формується пакет даних для передачі його по цифровому інтерфейсу RS-485 у вимірювальні системи.

Проведено стендові випробування створеного інтелектуального датчика віброшвидкості з ПП вихорострумового типу. При використанні аналогових фільтрів у створених раніше аналогових датчиках віброшвидкості нелінійність АЧХ таких датчиків не перевищувала 10 % [5, 6]. Очікувана нелінійність АЧХ у інтелектуальних датчиків віброшвидкості (при використанні методів цифрової обробки сигналів) не більш 2,5 % (рис. 2). Діапазон вимірювання СКЗ віброшвидості 0,5– 16 мм/с (очікувані діапазони вимірювання СКЗ віброшвидості 0,5–25; 1,0-50; 1,0–100 мм/с) в діапазоні частот від 5 до 1000 Гц (очікуваний діапазон частот від 2 до 1000 Гц).



Рис. 2 – АЧХ інтелектуального датчика віброшвидкості: 1 – без корекції; 2 – з корекцією

Визначався відносний коефіцієнт поперечного перетворення, який означає відношення вихідного сигналу датчика (орієнтованого основною віссю чутливості перпендикулярно до напрямку вхідного сигналу) до вихідного сигналу цього датчика. Відмітимо, що основна вісь чутливості датчика повинна збігатися з напрямком вхідного сигналу. Для цього ПП розміщався на вібростенді так, щоб вісь чутливості ПП була перпендикулярна до напрямку коливань. ПП збуджували вібрацією на фіксованій частоті 80 Гц. Очікуваний відносний коефіцієнт поперечного перетворення $k_{nn}=0,4$.

Налаштування датчика виконується з використанням розробленої програми. У пам'ять мікроконтролера датчика записуються коефіцієнти для корекції нелінійності амплітудно-частотної характеристики первинного перетворювача, значення небезпечного та аварійного рівня СКЗ віброшвидкості, нижньої та верхньої границь діапазону частот вимірювання та інші параметри конфігурування датчика. Програма дозволяє проводити перевірку функціонування ФП. Для цього користувач задає в програмі параметри тестового сигналу (значення амплітуди і частоти). Ці параметри передаються по цифровому інтерфейсу RS-485 з комп'ютера в мікроконтролер ФП. За параметрами тестового сигналу мікроконтролер ФП формує цифровий синусоїдальний сигнал, що подається на віртуальний вхід ФП. Змінюючи параметри тестового сигналу можна перевіряти:

– роботу фільтрів;

 – спрацювання сигналізації про досягнення СКЗ віброшвидкості аварійних рівнів, стрибок вібрації та перевищення НЧ вібрації допустимого рівня;

 – формування аналогового струмового сигналу, пропорційного поточному значенню СКЗ віброшвидкості;

– формування аналогового сигналу поточних миттєвих значень віброшвидкості (віброприскорення) та цифрового масиву даних.

Створені інтелектуальні датчики віброшвидкості з однокомпонентним вихорострумовим первинним перетворювачем випробувано при оцінці вібрації опор турбоагрегата (ТА) К-300-240. Вимірювання проводилося паралельно на опорах № 3, 4 турбоагрегата у трьох напрямках (вертикальному (в), горизонтально-поперечному (п) та осьовому (о)). Для реєстрації вібраційних параметрів датчики підключено до робочої станції штатної автоматизованої системи вібродіагностики (АСВД) турбоагрегата. Для перетворення аналогового сигналу з інтелектуальних датчиків віброшвидкості у цифровий сигнал використовувалась плата АЦП Е-14-440 (виробництва LCard) робочої станції системи. З аналогового виходу інтелектуальних датчиків сигнал по напрузі подавався на вхід плати АЦП Е-14-440. Реєстрація вібропараметрів здійснювалась з використанням програмного забезпечення АСВД TA.

Для порівняння у таблиці 2 приводяться СКЗ віброшвидкості опор ТА, що отримано з використанням інтелектуальних датчиків віброшвидкості і штатного віброметра. Результати вимірювання практично співпадали з показаннями штатної апаратури.

Таблиця 2 – СКЗ віброшвидкості опор турбоагрегата К-300-240

Iuiui	200 210		
№ опо- ри	Напря мок	СКЗ віброшвидко- сті (інтелектуаль- ний датчик), мм/с	СКЗ віброш- видкості (штатний віброметр),
			мм/с
3	В	3,3	3,6
3	П	1,7	1,7
3	0	2,3	2,5
4	В	2,1	2,1
4	П	0,7	0,7
4	0	3,1	3,2

З використанням інтелектуальних датчиків віброшвидкості проведено оцінку вібраційного стану опор № 3, 4 турбоагрегата. Вібраційний стан опор № 3, 4 турбоагрегата відповідає нормам вібрації [7], максимальне значення СКЗ віброшвидкості зареєстровано у вертикальному напрямку на опорі № 3 і дорівнює 3,3 мм/с. Осцилограми віброшвидкості опори № 3 у вертикальному напрямку та їх спектральні характеристики приводяться на рис. 3, 4.



Рис. 4 – Спектральні складові віброшвидкості опори № 3 у вертикальному напрямку

Висновки

Розроблено інтелектуальний датчик віброшвидкості для оцінки вібраційного стану необертових частин обладнання. Створений інтелектуальний латчик віброшвидкості дозволяє вимірювати вібрацію необертових частин обладнання в діапазоні частот від 5 до 1000 Гц (очікуваний діапазон частот від 2 до 1000 Гц). Діапазон вимірювання СКЗ віброшвидості 0,5-16 мм/с (очікувані діапазони вимірювання СКЗ віброшвидості 0,5-25; 1,0-50; 1,0-100 мм/с). Датчик дозволяє визначати спектральні складові та СКЗ віброшвидкості у заданих полосах частот, сигналізувати про перевищення СКЗ віброшвидкості заданих рівнів та про стрибок вібрації.

Створений інтелектуальний датчик віброшвидкості в порівнянні з аналоговими датчиками вібрації, що використовуються в теперішній час на ТЕС та ТЕЦ України, дозволяє:

 підключати датчик у локальну комп'ютерну мережу для двохстороннього обміну даних і в процесі експлуатації проводити конфігурування датчика, вибирати режими його роботи та проводити перевірку функціонування ФП; автоматичну перевірку справності функціонування (контроль частоти несучого сигналу ПП);

автоматичну компенсацію впливу температури та нелінійності амплітудно-частотної характеристики датчика;

 – автоматичну настройку амплітудного діапазону вимірювання середньоквадратичного значення віброшвидкості;

 контролювати СКЗ віброшвидкості у заданих смугах частот вимірювання та амплітуди спектральних складових віброшвидкості;

 контролювати амплітуду і фазу ¹/₂, 1 та 2 обертових гармонічних складових віброшвидкості.

Створені інтелектуальні датчики віброшвидкості призначаються для оцінки вібраційного стану необертових частин механізмів ТЕС і ТЕЦ та інших промислових об'єктів.

Список литературы

- Randy, F. Understanding Smart Sensors / Frank Randy. – Boston : Artech House, 2000. – 389 p. – ISBN 0890063117.
- 2 Jackson, R. G. Novel Sensors and Sensing / R. G. Jackson. Institute of Physics Publishing, 2004. 299 p. ISBN 075030989X
- 3 Фрайден, Дж. Современные датчики : справ. / Дж. Фрайден. – Москва : Техносфера, 2005. – 592 с. – ISBN 5948360504.
- 4 Патент 95884 Україна, МПК G01B 17/14. Пристрій для вимірювання відстані до струмопровідної поверхні / В. Й. Цибулько, Л. Д. Мєтєльов, М. Г. Шульженко, О. В. Депарма, Ю. Г. Єфремов, А. І. Чугрєєв. Заявл. 16.12.2010 ; опубл. 12.09.2011, Бюл. № 17. 4 с.
- 5 Помехоустойчивые измерители вибрации / Н. Г. Шульженко, Л. Д. Метелев, В. И. Цыбулько, А. И. Чугреев, Ю. Н. Гуров, Ю. Г. Ефремов // Вибрация машин: измерение, снижение защита: материалы 2-й Междунар. науч.-техн. конф. – Донецк : ДонНТУ, 2004. – С. 35–39.
- 6 Мобільні засоби оцінки вібраційного стану енергетичних агрегатів / М. Г. Шульженко, Ю. Г. Єфремов, В. Й. Цибулько, О. В. Депарма // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Харків : НТУ «ХПІ», 2014. № 12(1055). С. 104–110. Бібліогр.: 9 назв. ISSN 2078-774Х.
- 7 Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. ГОСТ 25364-97. – Взамен ГОСТ 25364–88; Введ. 1999-07-01. – Москва : ИПК Изд-во стандартов, 1998. – 10 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 Randy, F. (2000), Understanding Smart Sensors, Artech House, Boston, ISBN 0890063117.
- 2 Jackson, R. G. (2004), *Novel Sensors and Sensing*, Institute of Physics Publishing, ISBN 075030989X.
- 3 Fraden, J. (2005), Sovremennyie datchiki. Spravochnik [Handbook of modern sensors], Tehnosfera, Moscow, ISBN 5948360504.

- 4 Tsybulko, V. Y., Meteliov, L. D., Shulzhenko, M. G., Deparma, O. V., Yefremov, Y. H. and Chuhreiev A. I. (2011), "Pry'strij dlya vy'miryuvannya vidstani do strumoprovidnoyi poverxni [Device for measurement of distance to current-conductive surface]", *Patent of Ukraine*, No. 95884 G01B 7/14 Appl. 16.12.2010; publ. 12.09.2011, Bull. No. 17.
- 5 Shulzhenko, M. G., Meteliov, L. D., Tsybulko, V. Y., Chuhreiev, A. I., Gurov, Y. H. and Yefremov, Y. H. (2004), "Fail-safe vibration meters [Pomehoustoychivyie izmeriteli vibratsii]", Vibratsiya mashin: izmerenie, snizhenie zaschita [Vibration machines: measurement, reduction of protection], No 2, pp. 35–39.
- 6 Shulzhenko, M. G., Yefremov, Yu. G., Tsybulko, V. Io. and Deparma, O. V. (2014), "Mobil'ni zasoby' ocinky' vibracijnogo stanu energety'chny'x agregativ [Mobile Tools Used for the Assessment of the Vibratory State of Power Units]", Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 12(1055), pp. 104–110.
- 7 GOST 25364–97 (1997), Agregatyi paroturbinnyie statsionarnyie. Normyi vibratsii opor valoprovodov i obschie trebovaniya k provedeniyu izmereniy [Land-based steam turbine-generator sets. Evaluation of machine vibration by measurement on non-rotating parts and general requirements for the measurement of vibration], Publishing House of Standards, Moscow, Russia.

Відомості про авторів (About authors)

Шульженко Микола Григорович – доктор технічних наук, професор, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України; провідний науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: shulzh@ipmach.kharkov.ua

Shulzhenko Nikolay Grigor'evich – Doctor of Technical Science, Professor, head of a department of vibration and termostrength researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Єфремов Юрій Геннадійович – кандидат технічних наук, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України; провідний науковий співробітник відділу вібраційних та термоміцнісних досліджень, м. Харків, Україна; e-mail: iefremov.ua@gmail.com, ORCID 0000-0002-2559-5747.

Iefremov Iurii Gennadijovy'ch – Candidate of Technical Science (Ph. D.), Senior Staff Scientist of Department of Vibration and Termostrength Researches A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Kharkov, Ukraine.

Депарма Олександр Вадимович – головний електронік, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна.

Deparma Oleksandr Vady' movy'ch – Chief Electronics, Department of Vibration and Termostrength Researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Kharkov, Ukraine.

Цибулько Вадим Йосипович – головний конструктор, Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України; м. Харків, Україна.

Tsybulko Vadym Yosypovych – Chief Designer, Department of Vibration and Termostrength Researches, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine; Kharkov, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шульженко, М. Г. Датчик віброшвидкості з функціями контролю і аналізу вібраційних параметрів енергообладнання / М. Г. Шульженко, Ю. Г. Єфремов, О. В. Депарма, В. Й. Цибулько // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 63–68. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.09.

Please cite this article as:

Shulzhenko, N., Iefremov, I., Deparma, O. and Tsybulko, V. (2017), "Vibration Rate Sensor with the Power Equipment Vibration Parameter Control and Analysis Functions", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 63–68, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.09.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Шульженко, Н. Г. Датчик виброскорости с функциями контроля и анализа вибрационных параметров энергооборудования / Н. Г. Шульженко, Ю. Г. Ефремов, А. В. Депарма, В. И. Цыбулько // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 63–68. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.09.

АННОТАЦИЯ Для измерения параметров вибрации элементов энергетического оборудования предлагаются датчики виброскорости с цифровою обработкою сигнала. Датчик определяет спектральные составляющие и СКЗ виброскорости в заданных полосах частот измерения, сигнализирует о превышении СКЗ виброскорости заданных уровней и про резкое изменение (скачок) вибрации. Датчики использованы для оценки вибрационного состояния турбоагрегата К-300-240.

Ключевые слова: вихретоковый преобразователь, микроконтроллер, вибрация, виброскорость, спектр, турбоагрегат.

Надійшла (received) 17.02.2017

УДК 620.9:621.438

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.10

В. А. БОГУСЛАЕВ, П. Д. ЖЕМАНЮК, В. И. МОРОЗОВ, В. П. МИТИН, С. В. БИЛОШАПКА

МОДЕРНИЗАЦИЯ И РЕКОНСТРУКЦИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

АННОТАЦИЯ Рассматриваются варианты создания модифицированных газотурбинных установок на базе раннее разработанных серийных блоков и агрегатов. В течение времени при эксплуатации газотурбинных установок происходит физический и моральный износ составляющих. Процесс модернизации, на сегодняшний момент, является эффективным и экономичным методом восстановления работоспособного состояния входящих агрегатов, при котором достигается увеличение ресурса изделия, повышаются его технические и эксплуатационные характеристики, улучшаются экологические показатели.

Ключевые слова: газотурбинная установка, двухтопливный привод, теплоэнергетический комплекс, безредукторная система, спейсерные муфты.

V. A. BOGUSLAEV, P. D. ZHEMANIUK, V. I. MOROZOV, V. P. MITIN, S. V. BILOSHAPKA

POWER PLANT MODERNIZATION AND RECONSTRUCTION

ABSTRACT The purpose of this scientific paper is to familiarize the readers with a level of the developments and engineering opportunities of the JSC "MOTOR SICH" involved in the manufacture, modernization and reconstruction of power plants produced by the Company itself. The history of the Company lasts for more than 100 years and dates back to 1907. The Company manufactures reliable aircraft engines and gas turbine plants that are competitive in the world market. Developed and commissioned new technologies that rest on the latest achievements of science and technology, professional, highly qualified and united team, unique production base, the resources, efficient managerial strategy all that forms the platform for the success and continuous development. The JSC "MOTOR SICH" has been involved in the development of products for civil purposes starting from the mid-60ies of the last century. At that time, aircraft gas-turbine engines with expired service life were used. Later on updated gas-turbine drives were developed and their modifications are operated at the present time. From the start of production activities the company manufactured about 3000 power plants based on the latest achievements of science and technology for that time. Undoubtedly, the operation of gas turbine plants results in physical and moral wear of the components, therefore, the present-time modernization process is an efficient and sparing method of the restoration of the functional state of constituent units that allows us to extent the service life of the product, improve its technical and operating characteristics and also ecological indices.

Key words: gas-turbine plant, double -fuel drive, heat power system, gearless system, and spacer sleeves.

Введение

Акционерное общество «МОТОР СИЧ» – современное многопрофильное наукоемкое предприятие по разработке и производству современных газотурбинных двигателей и энергетических установок. АО «МОТОР СИЧ» предлагает заказчикам самые современные промышленные газотурбинные приводы, газотурбинные электростанции, газоперекачивающие агрегаты нового поколения и теплоэнергетические комплексы.

В настоящее время на предприятиях «МОТОР СИЧ» серийно выпускаются газотурбинные электростанции ПАЭС-2500, ЭГ6000, ЭГ7000 различной модификации, имеется документация и опыт изготовления газоперекачивающих агрегатов.

С целью сохранения и расширения позиций на рынке газотурбинных электростанций и газоперекачивающих агрегатов АО «МОТОР СИЧ», с одной стороны, постоянно модернизирует серийно выпускаемые энергетические установки, а с другой – проводит работы по созданию и освоению новых их образцов.

Работы осуществляются на основании результатов постоянного мониторинга эксплуатации газотурбинных электростанций и газоперекачивающих агрегатов с учетом последних достижений науки и техники, последних тенденций в развитии газотурбинных технологий, а также на основании результатов систематизации и анализа требований и пожеланий потенциальных заказчиков.

С момента начала изготовления, на предприятии выпущено несколько тысяч экземпляров газотурбинных установок, значительное количество которых в настоящее время практически исчерпало свой ресурс. Экономически целесообразным методом восстановления работоспособности и повышения эффективности использования установок является модернизация агрегатов, входящих в состав установок. При этом достигается не только увеличение ресурса, но и повышаются технические и эксплуатационные характеристики, улучшаются экологические показатели.

© В. А. Богуслаев, П. Д. Жеманюк, В. И. Морозов, В. П. Митин, С. В. Билошапка, 2017

Цель работы

Целью статьи является ознакомление широкого круга читателей с уровнем разработок и техническими возможностями АО «МОТОР СИЧ» в изготовлении, модернизации и реконструкции энергетических установок собственного изготовления. Для этого предлагается: 1) выполнить анализ существующих энергоустановок производства АО «МОТОР СИЧ»; 2) ознакомить с уровнем новых разработок; 3) описать технические возможности модификации и реконструкции энергетических установок производства АО «МОТОР СИЧ».

В настоящее время предприятие ведет работы над безредукторной системой передачи крутящего момента от привода к генератору, что способствует повышению надежности, увеличению общего КПД установки, сокращением затрат на ремонт, техническое обслуживание энергопривода.

1 Серийные энергоустановки производства АО «МОТОР СИЧ»

В настоящее время закончена очередная модернизация и освоено производство электростанции «Мотор Сич ПАЭС-2500Г-Т10500/6300» с газотурбинным приводом ГТЭ-МС-2,5, являющейся преемницей множества модификаций электростанций мощностью 2,5 МВт, с приводом «ГТЭ-МС-2,5», изготавливавшихся в течение последних десятилетий.

Разработана конструкторская документация, прошел испытания опытный образец двухтопливной электростанции «Мотор Сич ПАЭС-2500Д», который с августа 2014 года успешно работает в эксплуатации. В этой электростанции применяется газотурбинный привод ГТЭ-МС-2,5Д номинальной мощностью 2,5 МВт, работающий на газообразном или жидком топливе, а также на их смеси, с возможностью перехода по команде оператора с одного топлива на другое без снятия нагрузки и остановки электростанции.

При поддержке государства, выполняя положения «Комплексной программы энергосбережения Украины», предприятием был осуществлен проект по созданию когенерационной энергосберегающей установки «Теплоэнергетический комплекс-3» (ТЭК-3).

ТЭК-3 включает в себя газотурбинную электростанцию производства АО «МОТОР СИЧ», которая вырабатывает электроэнергию мощностью 2,5 МВт и котел-утилизатор тепловой мощностью до 5,6 Гкал/час. Комплекс изготовлен и запущен в эксплуатацию на промплощадке предприятия. Произведенная ТЭК-3 тепловая энергия используется для нагрева теплоносителя в сети горячего водоснабжения жилищного массива и объектов АО «МОТОР СИЧ», а сравнительно дешевая электроэнергия – для обеспечения внутренних технологических нужд завода.

Мировой опыт показывает, что когенерационные комплексы, как элементы «малой энергетики», наиболее эффективны в решении энергетических проблем.

АО «МОТОР СИЧ» при разработке и изготовлении теплоэнергетического комплекса ТЭК-3 занималось решением проблем предприятий и городов в круглогодичном и круглосуточном производстве сравнительно дешевой электрической и тепловой энергий, компенсации пиковых нагрузок и утилизации продуктов сгорания. В настоящее время эти и подобные комплексы могут стать массовыми, как наиболее отвечающие современным требованиям энергосбережения в промышленности и социальной сфере.

Технические, а особенно экологические параметры ТЭК-3 позволяют использовать их не только на промышленных объектах, но и в жилых массивах микрорайонов городов, районных центрах, в том числе в составе существующих котельных жилищно-комунальных хозяйств (ЖКХ). Уровень экологических показателей отвечает международным нормам [1, С. 22].

На сегодняшний день реализовано более 3000 газотурбинных электростанций ПАЭС-2500 различных модификаций, в условиях эксплуатации некоторые из них уже работают в составе теплоэнергетических комплексов.

Строительство подобных установок не требует значительных капиталовложений. Стоимость одного кВт установленной мощности составляет 500–1000\$, в то время, как для атомной электростанции эти затраты составляют 3000–4000\$ с перспективой будущей проблемы утилизации. Кроме того, бесспорным преимуществом когенерационных установок является возможность их внедрения на базе любых существующих котельных, малый срок введения в эксплуатацию и окупаемости вложенных средств.

В результате расположения непосредственной близости к потребителю, исчезает проблема потерь энергии в сетях электропередач и теплоснабжения.

Проект ТЭК-3 признан инновационным, о чем получено заключение Украинского государственного центра научно-технических и инновационных экспертиз. Срок окупаемости данного комплекса при работе на номинальном режиме составляет около 4 лет.

Используя опыт внедрения проекта ТЭК-3, специалистами АО «МОТОР СИЧ» был разработан ряд технических предложений с использованием энергосберегающих технологий, среди которых когенерационный комплекс на базе газотурбинной электростанции «МОТОР СИЧ ЭГ 6000» (ТЭК-6), который позволил бы получать до 6,06 МВт электрической энергии и до 9 Гкал/час тепла. Когенерационные установки на базе газотурбинной электростанции ЭГ6000 мощностью 6 МВт с 2004 года на ГТЭС «Игольская» Томской обл. обеспечивают горячее водоснабжение и отопление поселка нефтяников.

С 2005 года в составе мини-ТЭЦ «Северная» г. Гродно (республика Беларусь) успешно эксплуатируется газотурбинная электростанция ЭГ6000, обеспечивающая электроэнергией и теплом жилой микрорайон.

2 Новые разработки АО «МОТОР СИЧ»

1) МС-10000-Э

На основании опыта изготовления и эксплуатации газотурбинного привода АИ336-2-10 с оборотами турбины 6500 и 4200 об/мин в составе газоперекачивающих агрегатов, было принято решение разработать и изготовить газотурбинную электростанцию электрической мощностью 8 МВт с использованием привода номинальной мощностью 10 МВт и оборотами свободной турбины 3000 об/мин и турбогенератора с такими же оборотами ротора, что не требует использования редуктора. На рис. 1 изображен общий вид электростанции МС-10000-Э.

В 2016 году подразделениями АО «МОТОР СИЧ» были проведены пробные пуски и испытание опытного образца газотурбинной электростанции (ГТЭ) ЭГ8000 МС и газотурбинного привода (ГТП) ГТЭ-8,3/МС. При выполнении испытаний была определена возможность повышения мощности привода. Были выполнены работы по модернизации, что привело к значительному улучшению технических характеристик подтвержденных полученными в результате испытаний параметрами. Итогом работ стало создание на базе ЭГ8000 МС новой ГТЭ номинальной мощностью 10 МВт названной МС-10000-Э.

Электростанция МС-10000-Э сохранила преимущества конструкции ЭГ8000 МС: безредукторную схему передачи крутящего момента, модульную конструкцию, высокие показатели экономической и топливной эффективности, при этом габаритные размеры и масса нового изделия не отличаются от прототипа.

Использованные в конструкции MC-10000-Э решения позволившие добиться высоких технических и эксплуатационных характеристик, а также неизменно высокое качество изделий АО «МОТОР СИЧ» дают основания считать, что новая электростанция займет свою нишу на энергетическом рынке.

Проведенные испытания позволяют рассмотреть вопрос разработки безредукторной электростанции ЭГ-7000 и электростанций семества ЭГ-6000. Технические характеристики указаны в табл. 1.

Таблица 1 – Технические характеристики ГТЭ МС-10000-Э

Параметр	Величина		
Номинальная базовая мощ- ность (в стационарных услови- ях), кВт	10000		
Максимальная мощность, кВт	12000		
Род тока	переменный, трехфазный		
Частота тока, Гц	50/60		
Номинальное напряжение, В	6300		
Вид топлива	природный (попутный неф- тяной) газ		
Расход топливного газа при номинальной нагрузке с учетом потерь во входном и выходном устройствах, кг/ч	1870		
КПД ГТП в условиях 150, %	32,5		
Габаритные размеры (в собранном состоянии), м:			
– длина, не более	20		
– ширина, не более	11,5		
– высота, не более	13,3		
Масса полного комплекта, т	95		

2) Газотурбинная установка «МОТОР СИЧ ГТЭ-12»

Газотурбинная установка «МОТОР СИЧ ГТЭ-12» номинальной мощностью 12 МВт создается на базе модулей газотурбинной электростанции ЭГ 6000, в составе которой используется ГТП ГТЭ-8МС-Э мощностью 8 МВт (модификация газотурбинного двигателя АИ-336 [2, С. 40, табл. 1.5)]. Данная схема предусматривает использование одного генератора мощностью 12 МВт приводимого во вращение одновременно двумя ГТП ГТЭ-8МС-Э (левого и правого вращения вала свободной турбины), расположенными на одной оси вращения. Модульность конструкции позволяет выполнить доставку узлов и агрегатов в самые отдаленные места на земном шаре и выполнить сборку в кратчайшие сроки на месте эксплуатации.

Технические характеристики газотурбинной установки указаны в табл. 2, а компоновка – на рис. 2. Установка состоит из пяти модулей и пяти блоков:

– модуль ГТП левого вращения, в состав которого входит газотурбинный привод (левого вращения ротора свободной турбины), выходное устройство, редуктор, системы обеспечения работы привода (система топливопитания, система смазки, система охлаждения статора свободной турбины, система обогрева и вентиляции модуля);

– модуль ГТП правого вращения, в состав которого входит газотурбинный привод (правого вращения ротора свободной турбины), выходное устройство, редуктор, системы обеспечения работы привода (система топливопитания, система смазки, система охлаждения статора свободной турбины, система обогрева и вентиляции модуля);

– модуль генератора, в состав которого входит генератор мощностью 12 МВт, две спейсерные муфты типа SSS, система смазки, система вентиляции и обогрева. Применение спейсерных муфт – это инновационное решение для данного проекта, позволит расширить диапазон вырабатываемой мощности установки от 2000 кВт (кратковременно) до 12000 кВт.



Рис. 1 – Электростанция МС-10000-Э на испытательном стенде



Рис. 2 – Схема размещения оборудования в ГТЭ МС-10000-Э


Рис. 3 – Вариант исполнения ГТЭ УВС

 модуль кабины управления и охлаждения масла, в котором расположена маслосистема газотурбинного привода левого вращения с системами охлаждения масла, шкафы низковольтного оборудования;

 – модуль кабины силовой и охлаждения масла, в котором расположена маслосистема газотурбинного привода правого вращения с системами охлаждения масла, шкафы высоковольтного оборудования;

- два блока комплексной очистки воздуха;
- два блока шумоглушителей выхлопа;
- блок рециркуляции генератора.

3) ГТЭУ ВС 2,5МС

В настоящее время специалисты АО «МОТОР СИЧ» работают над проектом качественно нового энергетического комплекса, использующего в качестве топлива различные малокалорийные газы, уголь, углеводородные твердые бытовые отходы и отходы хозяйственной деятельности.

На рис. 3 показан вариант исполнения газотурбинной установки с внешнего сгорания ГТЭ УВС.

Таблица	2	—	Технические	характеристики	ГТЭ
MC-1000	0-3	Э			

Параметр	Величина
Мощность (2 ГТП/1 ГТП), кВт:	
— номинальная	12000/6000
– максимальная	12600/6300
Род тока	переменный,
	трехфазный
Напряжение, В	6300/10500
Частота тока, Гц	50/60
	природный
Топлива	(попутный неф-
	тяной) газ
Эффективный КПД, %, не ме-	20.8
нее	29,8
Габаритные размеры, м:	
– длина, не более	40
– ширина	11
— высота	12
Масса, кг, не более	125000

3 Модернизация электростанций в условиях эксплуатации

Одним из видов работ, предлагаемых АО «МОТОР СИЧ» эксплуатирующим организациям является модернизация электростанций в условиях эксплуатации. Так, для модернизации электростанций ПАЭС-2500Г в условиях эксплуатации предлагается следующий объем доработок:

1) Замена существующей топливорегули-

рующей аппаратуры двигателя на аппаратуру, управляемую цифровой системой регулирования и управления ГТД, что предусматривает:

а) для обеспечения топливопитания и регулирования двигателя вместо регулятора РПГ-20 устанавливается дозатор топлива ДТ-25-12-10, что позволяет повысить точность регулирования оборотов ГТП с $\pm 1,0$ % до $\pm 0,4$ %;

б) для измерения мощности ГТП и обеспечения работы регулятора оборотов со статизмом устанавливается измерительный преобразователь мощности или измерительный преобразователь давления масла измерителя крутящего момента ГТД;

в) на лобовом картере устанавливается датчик замера температуры воздуха на входе в компрессор П-109, при этом выполняется доработка корпуса лобового картера;

г) устанавливается электронная система управления расходом газообразного топлива ГТД АИ-20 электростанции – система регулирования подачи топлива (СРПТ), которая предназначена для автоматического регулирования подачи топлива и поддержания номинальной частоты вращения ротора ГТД при изменении нагрузки синхронного генератора.

СРПТ выполняет следующие управляющие функции:

 – обеспечивает дозирование топлива в камеру сгорания на режимах поддержания номинальной частоты вращения ротора двигателя (12300 + 90 об/мин) и на режимах сброса/наброса нагрузки;

 поддержание частоты вращения в соответствии с заданным статизмом, изменяемым в пределах от 0 до 6 %;

 – обеспечивает выходной сигнал о своей работоспособности по результатам работы диагностической программы.

2) Установка на двигателе храповой обгонной муфты центробежного типа.

Вместо существующего привода стартергенератора (СТГ) в коробку приводов двигателя устанавливается вновь разработанный привод СТГ с храповой обгонной муфтой центробежного типа.

Применение обгонной муфты значительно экономит ресурс СТГ и его щёток, увеличивает продолжительность безостановочной работы электростанции (с 500 часов до 1000 часов) и уменьшает, в связи с этим, трудозатраты на обслуживание электростанции, но из-за исключения генераторного режима работы СТГ, требует применения источника питания (выпрямителя) 24 В, мощностью 3 кВт.

3) Установка блока масляных фильтров тонкой очистки, обеспечивающего чистоту фильтрации 10 мкм смазочного масла, отработанного в двигателе, чем повышается ресурс смазываемых деталей и сборочных единиц двигателя.

4) Применение валопровода с фрикционной

муфтой, предназначенного для защиты двигателя от перегрузок и ударных нагрузок, которые возникают в процессе эксплуатации (например, при КЗ), что достигается проскальзыванием ведущих и ведомых дисков фрикционной муфты, при возрастании крутящего момента до величин, превышающих величины настройки муфты.

5) Замена существующего автоматического регулятора возбуждения PBA-62 на устройство системы возбуждения УСВ АРВ-ПАЭС-2500, которое может быть изготовлено как автономная система возбуждения, так и как совмещенная система с системой управления оборотами ГТП. Основная функция УСВ – поддержание действующего значения напряжения на выводах статора генератора в соответствии с заданной уставкой с точностью ±0,5 % относительно заданной статической характеристики.

6) Установка оборудования устройства автоматического переключения питания 380/220 В, 50 Гц от внешнего источника на трансформатор собственных нужд электростанции.

7) Замена существующей системы контроля уровня вибраций (ИВ-41М) на комплект виброизмерительных преобразователей (ВИП-301), в который входят два пьезоэлектрических датчика вибрации (МВ-46 и МВ43), два дифференциальных усилителя заряда (ДУ МВ-46, ДУ МВ-43), два преобразователя вибрации (ПВ-301, ПВ-301/2) и контроллер (в составе СРПТ). Датчик МВ-46 устанавливается на двигателе, а датчик МВ-43 – на генераторе.

8) Установка системы шумоглушения электростанции.

Шумоглушитель выхлопа газотурбинного привода и шумоглушитель всаса воздушного потока располагаются в двух разных плоскостях и на разных уровнях, что исключает попадание выхлопных газов, имеющих высокую температуру, в шумоглушитель всаса.

Шумоглушитель выхлопа газотурбинного привода имеет две ступени шумоглушения, что обеспечивает повышение эффективности шумоглушения на выходе без увеличения габаритов электростанции.

Шумоглушитель всаса обеспечивает снижение уровня шума всасывания с эффектом воздухоочистки за счет того, что:

a) забор воздуха производится на входе в двигатель на высоте 2,5 м;

б) попадание посторонних предметов исключается сеткой установленной на входе в шумоглушитель;

в) повороты потока в каналах шумоглушения задерживают мелкую пыль.

Выводы

Новейшие разработки АО «МОТОР СИЧ» указывают на высокий потенциал предприятия, а

применение новейших достижений обеспечивает конкурентоспособность продукции. Наряду с новыми разработками, эффективность применения модернизации существующих электростанций сэкономит потребителю значительные средства, по сравнению с приобретением новых изделий.

Список литературы

- Гриценко Е. А. Конвертирование авиационных ГТД в газотурбинные установки наземного применения / Е. А. Гриценко, В. П. Данильченко, С. В. Лукачев, В. Е. Резник, Ю. И. Цыбизов. – Самара : СНЦ РАН, 2004. – 266 с. : ил.
- 2 Васильев, Б. П. Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок / Б. П. Васильев,

В. А. Коваль, В. В. Канаков, Г. В. Павленко, В. В. Романов. – Харьков, 2005. – 375 с.

Bibliography (transliterated)

- 1 Gricenko, E. A., Danil'chenko, V. P., Lukachev, S. V., Reznik, V. E. and Iu.I. Tcy'bizov. (2004), Konvertirovanie aviatcionny'kh GTD v gazoturbinny'e ustanovki nazemnogo primeneniia [Converting of aviation gazo-turbine engines in gazo-turbine installations of land application], SNTC RAN, Samara, Russian.
- 2 Vasil'ev, B. P., Koval', V. A., Kanakov, V. V., Pavlenko, G. V. and Romanov, V. V. (2005), Bases of designing of gazo-turbine engines and installations, Kharkov, Ukrraine.

Сведения об авторах (About authors)

Морозов Валерий Иванович – главный конструктор, начальник УЭУиГПА АО «МОТОР СИЧ», г. Запорожье, Украина; ueugpa@motorsich.com.

Morozov Valerii` Ivanovich - The chief designer, chief UEUiGPA joint-stock company "MOTOR SICH", Zaporizhzhya, Ukraine.

Митин Владимир Петрович – заместитель главного конструктора УЭУиГПА АО «МОТОР СИЧ», г. Запорожье, Украина; ueugpa@motorsich.com.

Mitin Vladimir Petrovich - The assistant to chief designer UEUiGPA joint-stock company "MOTOR SICH", Zaporizhzhya, Ukraine.

Билошапка Сергей Владимирович – ведущий конструктор УЭУиГПА АО «МОТОР СИЧ», г. Запорожье, Украина; ueugpa@motorsich.com.

Biloshapka Serhii Volodymirovich – Leading designer UEUiGPA joint-stock company "MOTOR SICH", Zaporizhzhya, Ukraine.

Богуслаев Вячеслав Александрович – доктор технических наук, профессор, президент АО «МОТОР СИЧ», г. Запорожье, Украина; www.motorsich.com.

Boguslaev Vyacheslav Alexandrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, President of joint-stock company "MOTOR SICH", Zaporizhzhya, Ukraine.

Жеманюк Павел Дмитриевич – кандидат технических наук, технический директор АО «МОТОР СИЧ», г. Запорожье, Украина; www.motorsich.com.

Zhemaniuk Pavel Dmitrievich – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Technical director of joint-stock company "MOTOR SICH", Zaporizhzhya, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Богуслаев, В. А. Модернизация и реконструкция энергетических установок / В. А. Богуслаев, П. Д. Жеманюк, В. И. Морозов, В. П. Митин, С. В. Билошапка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 69–75. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.10.

Please cite this article as:

Boguslaev, V. A., Zhemaniuk, P. D., Morozov, V. I., Mitin, V. P. and Biloshapka, S. V. (2016), "Power Plant Modernization and Reconstruction", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 69–75, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.10.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Богуслаєв, В. А. Модернизація и реконструкція энергетичних установок / В. А. Богуслаєв, П. Д. Жеманюк, В. И. Морозов, В. П. Мітін, С. В. Білошапка // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 69–75. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.10.

АНОТАЦІЯ Розглядаються варіанти створення модифікованих газотурбінних установок на базі раніше розроблених серійних блоків та агрегатів. Протягом часу при експлуатації газотурбінних установок відбувається знос складових. Процес модернізації, на теперішній час, є ефективним та економічним методом відновлення працездатного стану вхідних агрегатів, за яким досягаються збільшення ресурсу вироба, збільшуються його технічні та експлуатаційні характеристики, покращуються екологічні показники.

Ключові слова: газотурбінна установка, двопалевний привід, теплоенергетичний комплекс, без редукторна система, спейсерні муфти.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.182; 697.1/.8

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.11

М. А. МАРТИНЯК-АНДРУШКО, Й. С. МИСАК, Я. М. ГУМНИЦЬКИЙ

ТЕПЛООБМІН З ПОВЕРХНЯМИ ОГОРОДЖУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ПЛОСКОЇ ТА ЦИЛІНДРИЧНОЇ ФОРМИ

АНОТАЦІЯ Для вивчення особливостей процесів теплообміну з поверхнями огороджуючих конструкцій плоскої та циліндричної форми розроблено математичну модель, яка дозволяє штучно відтворювати зовнішні і внутрішні параметри системи. Запропоновану модель можна застосовувати з метою прогнозування оптимальних режимів роботи системи теплопостачання, режимів її експлуатації та вибору схем підключення системи. Модель теплообміну моделює стаціонарні та нестаціонарні умови теплоперенесення. Нестаціонарні умови виникають через добові зміни температури у навколишньому середовищі, яка апроксимована лінійною залежністю зміни температури з часом. Описано процес теплоперенесення для плоскої та циліндричної стінок.

Ключові слова: теплообмін, теплопередача, зовнішні огородження, стаціонарні та нестаціонарні умови.

M. MARTYNYAK-ANDRUSHKO, J. MYSAK, JA. GUMNITSKY

HEAT EXCHANGE WITH THE SURFACES OF ENVELOPE STRUCTURES OF FLAT AND CYLINDRICAL SHAPES

ABSTRACT Today, the modes of the release of heat energy by functioning systems are not flexible enough and give no way to the maneuvering; these fail to take into account different external factors that influence their operation. To study the specific features of thermal conditions in the premises European and some domestic researchers develop full-scale physical models to artificially simulate external and internal thermal conditions and the special software, however all these methods require the development of appropriate mathematical models. Experimental investigations are efficient, though cost-based and the obtained data reflect just a certain model in laboratory conditions, therefore we had to investigate thermal conditions at changing ambient temperatures and that required performing a preliminary theoretical simulation. A mathematical model was developed to study the specific features of heat-exchange process with the surfaces of envelop structures of flat and cylindrical shapes. The mathematical model was suggested whose task was to measure the temperature of external envelopes and the air temperature inside the facility (the room) was constant, depending on the range of external factors and first of all a change in the ambient temperature $T = f(\tau)$, taking into consideration the operation of heating systems. The model suggested can be used for the investigation of the heat-mass exchange, and comfortable conditions for various structures and facilities with different heating systems.

Key words: heat exchange, heat transfer, external envelopes, and steady-state and transient conditions.

Вступ

На сьогоднішній день режими відпуску теплової енергії у діючих системах не гнучкі і не піддаються маневруванню, вони не можуть враховувати різноманітні зовнішні впливи на їх роботу, не забезпечують можливості програмованої зміни температури повітря в приміщеннях та не завжди передбачають паралельну роботу декількох джерел теплоти в загальній тепловій мережі. Крім того, умови експлуатації, теплові та гідравлічні режими впливають на динамічні властивості елементів, які в зв'язку з цим не підтримуються на сталому рівні [1].

Однією з найбільших проблем, що призводять до значної перевитрати енергоносіїв є відсутність методики розрахунку втрат тепла через зовнішні огороджуючі (ізолюючі) конструкції у системах централізованого теплопостачання в умовах перемінних зовнішніх температур. Найбільш істотне значення при теплообміні між поверхнею огороджуючої конструкції і повітряним середовищем приміщення теплового споживача має передача тепла конвекцією і випромінюванням, причому коефіцієнт тепловіддачі визначається як сумарна величина випромінювання і конвекції [2].

Мета роботи

Розглянути та описати основні рівняння теплопереносу в спорудах та конструкціях теплового споживача. Показати особливості теплообміну на поверхнях плоских та циліндричних огороджуючих конструкцій теплового споживача за стаціонарних та нестаціонарних умов, що виникають внаслідок добових змін температури навколишнього середовища.

Основний матеріал

Розглянемо рівняння стаціонарних і нестаціонарних умов для зовнішніх огороджень приміщення (рис. 1), які справедливі для централізованих систем теплопостачання q [3, 4].

$$q = \frac{\kappa}{\delta} (T_{\text{cr1}} - T_{\text{cr2}}) = \alpha (T_{\text{cr2}} - T_{\text{c}}).$$
(1)

Якщо відомо $T_c = \text{const}$, з рівняння (1) ви-

значається T_{ct2} , що показує втрати тепла в навколишнє середовище q, які повинні бути мінімальними.

$$q = \alpha (T_{\rm cr2} - T_{\rm c}) = \min.$$
 (2)

© М. А. Мартиняк-Андрушко, Й. С. Мисак, Я. М. Гумницький, 2017



Рис. 1 – Схема зміни температури в огороджуючий плоскій поверхні

У дійсності навколишнє середовище характеризується нестаціонарними умовами [5]:

1) Температура середовища T_{c1} є змінною,

зокрема протягом доби вона зростає з $T_{\rm c\,min}$ до $T_{\rm c\,max}$, так і зменшується від $T_{\rm c\,max}$ до $T_{\rm c\,min}$.

Різниця між T_{с max} і T_{с min} називається добовою амплітудою температур.

3) Добова амплітуда максимальна для літнього періоду, коли відсутнє теплопостачання. В опалювальний період ці амплітуди є меншими, тому зміни температур навколишнього середовища *T*_c у першому наближені можемо апроксимувати лінійною залежністю.

В результаті досліджень запропоновані формули для визначення температури:

— нагріву середовища (T_c) (від сходу Сонця до обідніх годин):

$$T_{c1} = T_{min} [1 + b_1 (\tau - \tau_{min})]; \qquad (3)$$

 – охолодження середовища (від обідніх максимальних температур до нічних мінімальних):

$$T_{c2} = T_{max} [1 - b_2 (\tau - \tau_{max})], \qquad (4)$$

де b_1 , b_2 – коефіцієнти пропорційності у лінійній апроксимації зміни температури з часом для нагріву та охолодження середовища.

Розглянемо приклад, T_{max} (14 год) = 15 °C, T_{min} (6 год) = 5 °C (рис. 2).



Рис. 2 – Розподіл температур в навколишньому середовищі протягом доби

Якщо відлік проводити від часу $\tau_{min} = 6$ год (температура сходу Сонця) і застосувати часову шкалу, за якої прийнято $\tau_{min} = 0$, то час зростання

температури середовища T_{c1} буде від 6 год до 14 год (у реальному часі), а згідно прийнятої часової шкали від 0 до $\tau_{max} - \tau_{min} = 8$. У післяобідніх та нічних годинах температура середовища T_{c2} спадає від 14 год до 6 год ранку, що відповідає прийнятій системі часового відліку від $\tau_{max} = 8$ год до $\tau_{min} = 24$ год.

$$T_{c1} = T_{min} \left[1 + B_1 (\tau - \tau_{min}) \right]$$
зростання (0 \rightarrow 8), (5)

$$T_{c2} = T_{max} \left[1 - B_2 (\tau - \tau_{max}) \right]$$
спадання (8 \rightarrow 24). (6)
Пля нашого видацку:

Для нашого випадку:

$$T_{c1} = 5(1+0,25\tau), \tag{7}$$

$$T_{\rm c2} = 15 \left(1 - \frac{\tau - 8}{24} \right). \tag{8}$$

Густина теплового потоку, що передається теплопровідністю через стінку, дорівнює густині конвективного теплового потоку від стінки до навколишнього середовища. Для періоду зростання температури ця рівність має вид

$$\lambda \frac{T_{\rm B} - T_{\rm cr2}}{\delta} = \alpha \left[T_{\rm cr2} - T_{\rm min} \left(1 + b\tau \right) \right]. \tag{9}$$

Необхідно визначити T_{cr2} , яка залежить від зміни температури навколишнього середовища, з цією метою представимо (9) у виді:

$$\frac{\lambda}{\delta} \left(\frac{\alpha \delta}{\lambda} + 1 \right) T_{\text{cr2}} = \frac{\lambda}{\delta} \left[T_{\text{B}} + \frac{\alpha \delta}{\lambda} T_{\min} \left(1 + b\tau \right) \right].$$
(10)

Параметр $\frac{\alpha\delta}{\lambda}$ представляє собою число Біо

(Ві). Використовуючи це число рівняння (10) запишеться

$$(\mathrm{Bi}+1)T_{\mathrm{cr}2} = T_{\mathrm{B}} + \mathrm{Bi}T_{\mathrm{min}}(1+b\tau).$$
(11)

Визначаємо температуру стінки як функцію часу

$$T_{\rm cr2} = \frac{T_{\rm B} + {\rm Bi}T_{\rm min}(1+b\tau)}{{\rm Bi}+1}.$$
 (12)

Визначаємо густину теплового потоку як функцію часу для періоду нагрівання середовища $q_{\rm H}$

$$q_{\rm H} = \frac{\lambda}{\delta} \left[\frac{T_{\rm B} + {\rm Bi} T_{\rm min} \left(1 + b\tau \right)}{{\rm Bi} + 1} \right].$$
(13)

Аналогічно можуть бути визначені температура стінки $T_{\rm cr2}$ та густина теплового потоку q_0 для періоду охолодження та зниження температури навколишнього середовища, використовуючи значення $T_{\rm cr2}$

$$T_{\rm cr2} = \frac{T_{\rm B} + {\rm Bi} T_{\rm max} \left[1 - b_1 \left(\tau - \tau_{\rm max} \right) \right]}{{\rm Bi} + 1}$$
(14)

густина теплового потоку

$$q_{\rm o} = \frac{\lambda}{\delta} \operatorname{Bi} \{ T_{\rm B} - T_{\rm max} \left[1 - b_{\rm I} \left(\tau - \tau_{\rm max} \right) \right] \}.$$
(15)

Визначені температури середовища дозволяють знайти змінну температуру зовнішньої сторони стінки T_{cr2} та оцінити змінні втрати тепла в навколишнє середовище для одношарової стінки. Систему рівнянь для багатошарових теплоізоляційних огороджень приміщення об'єктів теплового споживання розглянемо на прикладі двошарової стінки (рис. 3).



Рис. 3 – Схема зміни температур у двошаровій ізолюючій плоскій поверхні

Запишемо густини теплових потоків

$$q = \frac{\lambda_1}{\delta_1} (T_{\rm B} - T_{\rm cr1}) = \frac{\lambda_2}{\delta_2} (T_{\rm cr1} - T_{\rm cr2}) =$$
$$= \alpha_{\rm c} (T_{\rm cr2} - T_{\rm c}). \tag{16}$$

Із рівняння (16) використовуючи перші два рівняння теплопровідності визначаємо температуру на границі двох стінок T_{cr1}

$$T_{\rm cr1} = \frac{\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \frac{\delta_2}{\delta_1} T_{\rm B} + T_{\rm cr2}}{1 + \frac{\lambda_1}{\lambda_2} \frac{\delta_2}{\delta_1}}.$$
 (17)

Враховуючи критерії, що характеризують відносну товщину ізоляції K_{δ} та відносну теплопровідність тіла K_{λ} :

$$K_{\delta} = \frac{\delta_2}{\delta_1}, \quad K_{\lambda} = \frac{\lambda_1}{\lambda_2},$$
 (18)

рівняння (17) прийме вид

$$T_{\rm cr1} = \frac{K_{\lambda}K_{\delta}T_{\rm B} + T_{\rm cr2}}{1 + K_{\lambda}K_{\delta}}.$$
 (19)

Із рівняння (16) визначаємо температуру зовнішньої поверхні стінки T_{cr2} , прирівнюючи рівняння теплопровідності та конвективної тепловіддачі, та враховуючи, що $\frac{\alpha_c \delta_2}{\alpha_c \delta_2} = \text{Bi}$:

ачі, та враховуючи, що
$$\frac{1}{\lambda_2} = Bi$$
:

$$T_{cr2} = \frac{T_{cr1} + BiT_c}{Bi+1}.$$
(20)

Переходимо до визначення температури на ізолюючій поверхні, що контактує із зовнішнім середовищем, $T_{\rm cr2}$, використовуючи залежність (20), та підставляючи у неї значення $T_{\rm cr1}$ з рівняння (19)

$$T_{\rm cr2}({\rm Bi}+1) = \frac{K_{\lambda}K_{\delta}}{K_{\lambda}K_{\delta}+1}T_{\rm B} + \frac{1}{K_{\lambda}K_{\delta}+1}T_{\rm cr2} + {\rm Bi}T_{\rm c} .$$
(21)

Визначаємо температуру T_{cr2}

$$T_{\rm cr2} = \frac{\frac{K_{\lambda}K_{\delta}}{K_{\lambda}K_{\delta}+1}T_{\rm B} + {\rm Bi}T_{\rm c}}{({\rm Bi}+1) - \frac{1}{K_{\lambda}K_{\delta}+1}}.$$
 (22)

Після перегрупування зовнішня температура стінки T_{cr2} як функція внутрішньої температури $T_{\rm B}$ та температури середовища $T_{\rm c}$ має вид

$$T_{\rm cr2} = \frac{K_{\lambda}K_{\delta}T_{\rm B} + {\rm Bi}(K_{\lambda}K_{\delta}+1)T_{\rm c}}{({\rm Bi}+1)(K_{\lambda}K_{\delta}+1)-1} \,.$$
(23)

Відповідно густина теплового потоку через двошарову стінку визначається теплопровідністю і конвекцією. Використовуючи густини теплових потоків (16), визначаємо кінцеве значення густини теплового потоку, яке враховує зміну температури середовища у часі $T_c(\tau)$

$$q(\tau) = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha}} [T_{\rm B} - T_{\rm c}(\tau)].$$
(24)

Якщо α незмінне, зменшити втрати теплоти у навколишнє середовище q можна збільшуючи значення $\sum \frac{\delta}{\lambda}$. Якщо λ = const то необхідно збільшувати δ .

Формула (24) дозволяє визначити втрати теплоти в залежності від часу доби τ , яка визначається згідно залежностей (5) і (6).

В інженерній практиці широко застосовусться трубопровідний транспорт теплоносіїв, причому на значні відстані [6]. В даному випадку розглянуто процес передавання тепла у трубах круглого перерізу (рис. 4). Граничні умови для даного процесу мають вигляд:



Рис. 4 – Схематичне зображення температур під час теплообміну з навколишнім середовищем для циліндричної труби

Доповнимо граничні умови:

 Температура середовища є функцією часу;

2) Ця функція приймається лінійною, тому що опалення відбувається у зимовий період, а амплітуда зміни температур у зимовий період є незначною, тому може апроксимуватись лінійною залежністю.

Апроксимуємо температуру у зовнішньому середовищі залежністю

$$T_{\rm c} = T_{\rm min} \left(1 + b\tau \right). \tag{26}$$

Визначаємо розподілення температур у циліндричній трубі для стаціонарного процесу. Рівняння теплопровідності запишемо [4]

$$Q = -\lambda 2\pi r L \frac{dt}{dr}, \qquad (27)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби.

Рішення даного рівняння у границях $r_{\rm B} \le r \le r_{\rm 3}$ та $T_{\rm B} \ge T \ge T_{\rm 3}$ дає результат

$$\ln \frac{r_{3}}{r_{\rm B}} = -\lambda \frac{2\pi L}{Q} (T_{3} - T_{\rm BH}) =$$
$$= \lambda \frac{2\pi L}{Q} (T_{\rm BH} - T_{3}), \qquad (28)$$

Тепловий потік через циліндричну стінку довжиною *L* буде рівний

$$Q = \lambda \frac{2\pi L (T_{\rm BH} - T_{\rm 3})}{\ln \frac{r_{\rm 3}}{r_{\rm p}}}.$$
 (29)

Визначаємо температуру зовнішньої поверхні стінки T_3 , використовуючи рівняння теплопровідності через стінку та тепловіддачі у навколишнє середовище:

$$Q = \alpha 2\pi r_3 L \big(T_3 - T_c \big), \qquad (30)$$

$$Q\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_{3}}{r_{B}}\frac{1}{2\pi L}=T_{B}-T_{3}.$$
 (31)

3 рівнянь (30) і (31) визначаємо взаємозв'язок між тепловим потоком та нестаціонарною різницею температур $(T_{\rm B} - T_{\rm c})$

$$Q \frac{1}{2\pi r_{3}L} \left(\frac{r_{3} \ln \frac{r_{3}}{r_{B}}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha} \right) = T_{B} - T_{c}, \qquad (32)$$

у якому коефіцієнт теплопередачі К дорівнює

$$K = \frac{1}{\frac{r_3 \ln \frac{r_3}{r_B}}{\lambda} + \frac{1}{\alpha}}$$

Рівняння теплопередачі у навколишнє середовище приведене до зовнішньої поверхні має вигляд

$$Q = KF_{3}(T_{\rm B} - T_{\rm c}). \tag{33}$$

Приймаючи, що значення найнижчої температури відповідає $\tau = \tau_{\text{дійсне}} - \tau_{\text{сх.сонця}}$ відлік часу буде рівний, наприклад, для $T_{\text{c}} = T_{\min} (1 + b\tau)$ часу сходу Сонця (3), (4).

У рівнянні (33) величина теплового потоку є змінною і залежить від температури навколишнього середовища T_c . Очевидно, найбільше значення теплового потоку Q припадає на годину сходу Со-

нця, де температура середовища є мінімальною. Визначимо середнє значення теплового потоку \overline{Q} для періоду нагріву повітря від сходу Сонця до максимальної температури, значення якої із врахуванням часової шкали (5) визначається залежністю (7).

Для періоду часу зростання температури середнє значення теплового потоку для нестаціонарного процесу буде рівним

$$\overline{Q} = \frac{\int_{0}^{\tau} Q d\tau}{\tau} =$$

$$= \frac{1}{\tau} \int_{0}^{\tau} KF_{3} [T_{\rm BH} - T_{\rm min} (1 + b\tau)] d\tau . \qquad (34)$$

Інтегрувавши рівняння (34) дозволяє визначити середній тепловий потік \overline{Q} для періоду нагріву повітря середовища

$$\overline{Q} = KF_3 \left[\left(T_{\rm BH} - T_{\rm min} \right) - T_{\rm min} b \frac{\tau}{2} \right].$$
(35)

Аналогічно визначається втрата тепла у навколишнє середовище для післяобідніх годин, коли відбувається охолодження повітря.

Середня густина теплового потоку повинна бути меншою, або рівною допустимих втрат тепла у навколишнє середовище $Q_{\text{допуст.}}$ Якщо умова $\overline{Q} \leq Q_{\text{допуст.}}$ не виконується, тоді трубопровід покривається ізоляційним шаром (рис. 5).



Рис. 5 – Переріз циліндричної труби із зовнішньою ізоляцією

Кількість тепла, що передається теплопровідністю через трубу (29), доповнимо рівнянням теплопровідності через ізоляцію

$$Q_{1} = \lambda_{i3} \frac{2\pi L}{\ln \frac{r_{i3}}{r_{B}}} (T_{3} - T_{i3}), \qquad (36)$$

де λ_{із} - коефіцієнт теплопровідності ізоляції.

Використовуючи залежності (29) і (36) визначаємо тепловий потік через ізольовану трубу. З рівняння теплового потоку для двошарової стінки

$$Q_{1} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} \frac{1}{\lambda_{i}} \ln \frac{r_{i+1}}{r_{i}}} 2\pi L (T_{\rm B} - T_{\rm 3}).$$
(37)

З врахуванням тепловіддачі у навколишнє середовище згідно рівняння

$$Q_{1} = \alpha 2\pi r_{i3} L (T_{i3} - T_{c}).$$
(38)

Для двох шарів – (труба+ізоляція) тепловий потік буде рівним

$$Q_{1} = \frac{2\pi r_{i3}L(T_{B} - T_{c})}{r_{i3}\left(\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_{3}}{r_{B}} + \frac{1}{\lambda_{i3}}\ln\frac{r_{i3}}{r_{3}}\right) + \frac{1}{\alpha}}.$$
 (39)

Позначивши
$$\frac{1}{r_{i3}\left(\frac{1}{\lambda}\ln\frac{r_{3}}{r_{B}}+\frac{1}{\lambda_{i3}}\ln\frac{r_{i3}}{r_{3}}\right)+\frac{1}{\alpha}}$$
, як

коефіцієнт теплопередачі К₁.

Загальне рівняння теплопередачі для нестаціонарного процесу має вигляд

$$Q_{1} = K_{1} 2\pi r_{i3} L [T_{B} - T_{min} (1 + b\tau)].$$
(40)

Аналогічно, знаходимо середнє значення теплового потоку \overline{Q}_1 та підбираємо значення $r_{i_3} - r_3 = \delta_{i_3}$, щоб виконувалась умова $\overline{Q}_1 \leq Q_{\text{допуст}}$.

Обговорення результатів

Рівняння, які складають математичну модель, можна розв'язати з достатньо високою точністю за допомогою комп'ютерних програм. При цьому потрібно ввести корекцію на відповідність конструктивних особливостей існуючих систем експлуатації та вимогах до них.

Визначальним для аналізу динаміки теплообмінних процесів в опалювальних приладах є модель розповсюдження теплоти від гарячого елемента до холодного. Ці процеси є дуже складними і суттєво відрізняються в залежності від виду теплообміну [6, 7].

Для складання диференційного рівняння теплового балансу охарактеризуємо довільний елементарний шар теплообмінного приладу, який має товщину Δx .

Рівняння теплового балансу записується у вигляді

$$\Delta Q_x + \Delta Q_A + \Delta Q_w = 0, \qquad (41)$$

де ΔQ_x – різниця кількості теплоти, яка проходить через шар товщиною «х» та «х+ Δx »; ΔQ_A – приріст кількості теплоти, акумульованої в елементарному шарі; ΔQ_w – кількість теплоти, що надходить від елементарної поверхні теплообміну.

Значення змінної $Q_x \in$ сумою кількості теплоти, яка принесена гарячою водою з трубок теплообмінника Q_v , теплоти переданої від стінок приладу до повітря приміщення $Q_{\lambda s}$, кількість теплоти переданої від гарячої води до стінок теплообмінника $Q_{\lambda w}$

$$Q_x = Q_v + Q_{\lambda w} + Q_{\lambda s} \,. \tag{42}$$

Кількість теплоти, принесеної гарячою водою за час $\Delta \tau$, можна розрахувати наступним чином

$$Q_{v} = f_{w} v \rho_{w} c_{w} t \Delta \tau \,. \tag{43}$$

де f_w – площа поперечного перерізу трубок тепло-

обмінника, м²; ν – швидкість води, м/с; ρ_w, c_w – густина та питома теплоємність води; t – температура гарячої води.

Кількість теплоти, переданої від гарячої води до стінок теплообмінника $Q_{\lambda w}$ і від теплообмінника – повітрю приміщення становить $Q_{\lambda w}$:

$$Q_{\lambda w} = -f_w \lambda_w \frac{\partial t}{\partial x} \Delta \tau , \qquad (44)$$

$$Q_{\lambda s} = -f_s \lambda_s \frac{\partial t}{\partial x} \Delta \tau , \qquad (45)$$

де λ_w – коефіцієнт теплопровідності води; f_s – площа поперечного перерізу каналів теплообмінника; λ_s – коефіцієнт теплопровідності матеріалу труби теплообмінника.

Висновки

Наведено залежності розрахунку теплових втрат у системах теплопостачання з врахуванням температурних умов навколишнього середовища, які носять змінний характер. Ці умови визначаються згідно метеорологічних даних для певної місцевості та пори року. Вибір товщини ізоляції залежить від максимальної втрати тепла у навколишнє середовище і визначається згідно наведених розрахунків.

Традиційні системи опалення і теплопостачання, у більшості, обладнанні елеваторними схемами приєднання, які не піддаються точному регулюванню, а також системами опалення, які практично виключають можливість індивідуального автоматичного регулювання теплових режимів.

Виходячи з цього, можна зробити висновок про те, що використання даної математичної моделі може бути ефективним для нових систем теплопостачання, які проектують з урахуванням сучасних вимог.

Список літератури

- 1 Чепурний, М. М. Тепломасообмін в прикладах і задачах : навч. посіб. / М. М. Чепурний, Н. В. Резидент. Вінниця : ВНТУ, 2011. 128 с.
- 2 Alotaibi, S. Controllability of cross-flow heat exchangers / S. Alotaibi, M. Sen, W. J. Goodwine, K. T. Yang // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2004. Vol. 47. P. 913–924.
- 3 **Fakheri, A.** Intermediate heat transfer / **A. Fakheri**. Boca Raton, FL : CRC Press, Taylor & Francis Group, 2014. – 727 p.
- 4 Pudlik, W. Wymiana i wymienniki ciepła : Podręcznik dla studentów wydziałów mechanicznych specjalizujących się w technikach cieplnych i chłodniczych / W. Pudlik. – Gdańsk, 2012. – 336 s.
- 5 Гумницький, Я. М. Метеорологія та кліматологія / Я. М. Гумницький. – Львів : Вид-во «Львівської політехніки», 2017. – 204 с. – ISBN 978-617-607-671-1
- 6 Kaviany, Massoud. Heat transfer physics / Massoud Kaviany. – Cambridge University Press, 2014. – 788 p. – ISBN 978-0-521-89897-3.
- 7 Мартиняк, М. А. Узагальнена математична модель

теплового режиму приміщення та системи теплопостачання будинку / **М. А. Мартиняк, Й. С. Мисак** // Вісник НУ «ЛП». Серія: Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація. – Львів, 2013. – № 758. – С. 40–46. – ISSN 0321-0499.

Bibliography (transliterated)

- 1 Chepurnyy, M. M. and Rezydent, N. V. (2011), Teplomasoobmin v prykladakh i zadachakh [Heat and Mass Transfer in examples and problems], VNTU, Vinnytsya, Ukraine.
- 2 Alotaibi, S., Sen, M., Goodwine, W. J. and Yang, K. T. (2004), "Controllability of cross-flow heat exchangers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp. 913–924.
- 3 **Fakheri, A.** (2014), *Intermediate heat transfer*, CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, FL.

- 4 **Pudlik, W.** (2012), Wymiana i wymienniki ciepła : Podręcznik dla studentów wydziałów mechanicznych specjalizujących się w technikach cieplnych i chłodniczych, Gdańsk.
- 5 Gumnitsky, Ja. M. (2017), Meteorolohiya ta klimatolohiya, Publisher "Lviv Polytechnic", Lviv, Ukraine, ISBN 978-617-607-671-1.
- 6 Kaviany, Massoud. (2014), *Heat transfer physics*, Cambridge University Press, ISBN 978-0-521-89897-3.
- 7 Martynyak, M. A. and Mysak, Y. S. (2013), "Uzahal'nena matematychna model' teplovoho rezhymu prymishchennya ta systemy tep-lopostachannya budynku [Summarized mathematical model of the of heat mode of facilities and building heating system]", *Visnyk NU «LP». Seriya: Teploenerhetyka. Inzheneriya dovkillya. Avtomatyzatsiya*, No. 758, pp. 40–46, ISSN 0321-0499.

Відомості про авторів (About authors)

Мартиняк-Андрушко Марта Андріївна – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри теплотехніки, теплових і атомних електричних станцій, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: marta.martynyak@gmail.com, ORCID 0000-0002-0393-2669.

Martynyak-Andrushko Marta – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior Lecturer, Department of Heat Engineering and Thermal and Nuclear Power Plants, Lviv Polytechnic National University; Lviv, Ukraine.

Мисак Йосиф Степанович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теплотехніки, теплових і атомних електричних станцій, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: yo-syp.s.mysak@lpnu.ua, ORCID 0000-0002-4374-3299.

Mysak Josef – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Head of the Department of Heat Engineering and Thermal and Nuclear Power Plants, Lviv Polytechnic National University; Lviv, Ukraine.

Гумницький Ярослав Михайлович – доктор технічних наук, професор, професор кафедри екології та збалансованого природокористування, Національний університет «Львівська політехніка»; м. Львів, Україна; e-mail: jgumnitsky@ukr.net, ORCID 0000-0003-0464-9782.

Gumnitsky Jaroslav – Doctor of Technical Sciences, Full Professor, Professor of the Department of Ecology and Sustainable Environmental Management, Lviv Polytechnic National University; Lviv, Ukraine.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Мартиняк-Андрушко, М. А. Теплообмін з поверхнями огороджуючих конструкцій плоскої та циліндричної форми / М. А. Мартиняк-Андрушко, Й. С. Мисак, Я. М. Гумницький // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 76–81. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.11.

Please cite this article as:

Martynyak-Andrushko, M., Mysak, J. and Gumnitsky, Ja. (2017), "Heat Exchange with the Surfaces of Envelope Structures of Flat and Cylindrical Shapes", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 76–81, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.11.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом

Мартыняк-Андрушко, М.А. Теплообмен с поверхностями ограждающих конструкций плоской и цилиндрической формы / М. А. Мартыняк-Андрушко, И. С. Мысак, Я. М. Гумницкий // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 76–81. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.11.

АННОТАЦИЯ Для изучения особенностей процессов теплообмена с поверхностями ограждающих конструкций плоской и цилиндрической формы разработана математическая модель, которая позволяет искусственно воспроизводить внешние и внутренние параметры системы. Предложенную модель можно применять для прогнозирования оптимальных режимов работы системы теплоснабжения, режимов ее эксплуатации и выбора схем подключения системы. Модель теплообмена моделирует стационарные и нестационарные условия теплопереноса. Нестационарные условия возникают из-за суточных изменений температуры в окружающей среде, которые аппроксимированы линейной зависимостью изменения температуры со временем. Описаны процессы теплопереноса для плоской и цилиндрической стенок.

Ключевые слова: теплообмен, теплопередача, наружные ограждения, стационарные и нестационарные условия.

Надійшла (received) 27.02.2017

УДК 621.165; 621.438; 621.311.22

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12

А. Л. ШУБЕНКО, В. Н. ГОЛОЩАПОВ, О. А. БАБЕНКО

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ЦИЛИНДРОВ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ ТУРБИН

АННОТАЦИЯ Первичные ресурсы в тепловой энергетике преобразуются в два вида энергии: электрическую и тепловую. Если первый вид энергии получают в основном на ТЭС, АЭС и ГЭС, то тепловую энергию поставляют потребителям централизованно (от ТЭЦ и крупных котельных) и локально (от небольших котельных), либо производят индивидуально. Выбор рациональных режимов эксплуатации теплофикационных турбин позволяет минимизировать расход природного газа, что актуально в условиях существенного дефицита топливных ресурсов. Ключевые слова: теплоэлектроцентраль, теплофикационная турбина, цилиндр низкого давления, сетевой подогреватель.

A. SHUBENKO, V. GOLOSHCHAPOV, O. BABENKO

INCREASING THE OPERATION EFFICIENCY OF LOW PRESSURE CYLINDERS OF COGENERATION TURBINES

ABSTRACT An increase in the operation efficiency of cogeneration turbines used by big heat and power plants is conditioned by the need of a maximum use of the fuel heat, mainly that of natural gas. The generation of two types of energy, in particular electric and thermal by cogeneration turbines for outside consumers is closely related to turbine operation modes and first of all to those for low pressure section in which the permanent heat loss occurs. The purpose of this research was to analyze the operation of low pressure cylinders used by operating cogeneration turbines of T-100/120-130 and T-250/300-240 types in a wide range of changes in electric and thermal loads. At high heat consumption according to the thermal schedule and low steam rate in the LPC the cascades of it operate consuming power at high ventilation losses. The joint operation of supply line heaters and low pressure cylinders was analyzed using the method of mathematical simulation of the turbine unit, experimental investigation of the models of LPC cascades and full-scale test data of cogeneration turbines built by different organizations. The relationships for the determination of power losses by LPC cascades when operating in low rate modes and additional generation of electric power by the turbine with the rational distribution of thermal load between the supply-line heaters have been given. It has been shown that the choice of heat release mode by the turbine unit can be defined by the optimization problem that requires the comparative estimation of power losses in the LPC and a gain in electric power due to the rational distribution of thermal load between the supply-line heaters.

Key words: thermal power plant, cogeneration turbine, low pressure cylinder, and the supply-line heater.

Введение

теплофикационных Эксплуатация турбоустановок на ТЭЦ крупных городов, работающих преимущественно на природном газе, производится в широком диапазоне как тепловой, так и электрической нагрузок. При этом режимы эксплуатации и способы включения сетевых подогревателей регламентированы инструкциями и не являются оптимальными. Работа энергоблока при изменении внешних погодных условий (температуры наружного воздуха), выполняемая в соответствии с температурным графиком, не всегда реализуется из-за несогласования тепловой нагрузки и гидравлической устойчивости тепловых сетей. Таким образом, важной задачей является повышение эффективности работы цилиндров низкого давления (ЦНД) турбоустановок при различных способах включения сетевых подогре вателей на основе математического моделирования с учетом результатов эксплуатации, решение которой позволит проводить выбор рациональных режимов, обеспечивая при задаваемой тепловой нагрузке и изменяющихся на протяжении суток погодных условиях дополнительную выработку электроэнергии.

Цель работы

Цель работы – повышение эффективности работы цилиндров низкого давления действующих теплофикационных турбоустановок ТЭЦ Украины типа Т-100/120-130 и Т-250/300-240 в условиях широкого изменения электрической и тепловой нагрузок.

Теплофикационные турбины T-100/120-130 и T-250/300-240

Теплофикационные турбины типа T-100/120-130 и T-250/300-240 спроектированы для крупных ТЭЦ и изготовлены на производственном объединении «Уральский турбинный завод» (ПО УТЗ), г. Екатеринбург, Россия [1–3].

Так, на ТЭЦ Украины эксплуатируются 6 энергоблоков с теплофикационными турбинами T-100/120-130 (по 2 турбины на Киевской и Харь-© А. Л. Шубенко, В. Н. Голощапов, О. А. Бабенко, 2017

Работа выполнена в рамках Целевой программы научных исследований НАН Украины «Научно-технические основы энергетического сотрудничества между Украиной и Европейским Союзом» (Об'єднання-3).

ковской ТЭЦ-5, по 1 турбине на Кременчугской и Черниговской ТЭЦ) и 5 энергоблоков с турбинами Т-250/300-240 (по 2 турбины на Киевских ТЭЦ-5 и ТЭЦ-6, 1 турбина на Харьковской ТЭЦ-5). На Киевской ТЭЦ-6 1 турбина Т-250/300-240 находится в стадии монтажа. Основные эксплуатационные характеристики этих турбин приведены в [1–6].

Теплофикационная установка (ТФУ) рассматриваемых турбин включает в себя два горизонтальных сетевых подогревателя нижней ПС-1 и верхней ПС-2 ступеней [5].

ПС-1 питается паром нижнего отопительного отбора с давлением $p_{\rm H}$, ПС-2 питается паром с более высокими параметрами, чем в ПС-1, из верхнего отопительного отбора с давлением $p_{\rm B}$. Сетевая вода через сетевые подогреватели нижней и верхней ступеней подогрева пропускается последовательно и в одинаковом количестве.

Работа теплофикационных турбин может проводиться как при теплофикационном режиме, так и конденсационном, при котором отбор пара на теплофикацию отсутствует ($Q_{\rm T} = 0$). При этом весь пар из последней ступени ЦСД (за исключением утечек через концевые уплотнения) поступает в двухпоточный ЦНД и при правильном регулировании поворотных диафрагм разделяется поровну между двумя потоками ЦНД.

При теплофикационном режиме большая часть пара поступает в сетевой подогреватель нижней ступени ПС-1 и меньший расход пара при более высоких параметрах – в подогреватель верхней ступени ПС-2. Распределение тепла между ними и конденсатором производится прикрытием поворотной диафрагмы для ПС-1 и расходом свежего пара для ПС-2. Максимальное количество тепла на теплофикацию передается при полностью закрытых поворотных диафрагмах ЦНД.

Увеличение тепловой нагрузки приводит к уменьшению расхода пара в ЦНД вплоть до уровня протечек через неплотности в закрытой регулирующей диафрагме.

При снижении расхода пара через ступени ЦНД уменьшается их мощность, изменяется характеристическое число U/C_0 , снижается их КПД (практически до нуля, что соответствует холостому ходу ступени). Уменьшение расхода пара ниже, чем на режиме холостого хода, приводит к работе ступени в компрессорном режиме и потреблению мощности, вырабатываемой другими ступенями. Режимы ниже холостого хода последней ступени ЦНД относятся к малорасходным режимам.

Наиболее высокий уровень использования тепла приходится на теплофикационный режим работы турбины при полностью закрытой поворотной диафрагме. В этом случае в ЦНД поступает минимальный расход пара через неплотности в поворотной диафрагме, который позволяет снизить температуру пара, нагреваемого за счет вентиляционных потерь. На них затрачивается мощность, вырабатываемая турбиной, так называемая, недовыработанная электрическая мощность.

На потребление мощности влияют также отрывные явления в ступенях, развивающиеся по мере уменьшения объемного расхода пара. Первыми в режим потребления мощности вступают ступени, имеющие наименьшее отношение D_{cp}/l_{pn} – это обычно последние ступени двух потоков ЦНД.

В качестве характеристики режима работы ступени целесообразно использовать относительный объемный расход

$$\overline{Gv}_2 = Gv_2 / (Gv_2)_{\text{HOM}}, \qquad (1)$$

где Gv_2 – объемный расход пара на рассматриваемом режиме; $(Gv_2)_{\text{ном}}$ – объемный расход пара, соответствующий номинальному режиму ступени, который определяется по максимальному КПД на венце ступени.

Номинальный режим ступени принимается по результатам теплового расчета, либо по результатам экспериментального исследования ступени.

Зависимость для определения режима холостого хода (уточненная формула В.Н. Пономарева) имеет вид

$$\overline{Gv}_{2xx} = \frac{(U/C_0)_{HOM}^2}{(U/C_0)_{HOM}^2 + 0.5(v_2/v_1)_{HOM}\eta_u^{max}} + 0.1443 - 0.391\rho_{cp}^{HOM}, \qquad (2)$$

где $(U/C_0)_{HOM}$ – характеристическое число, соответствующее номинальному режиму ступени; U – окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса; C_0 – скорость, соответствующая изоэнтропийному теплоперепаду ступени; v_1 , v_2 – удельный объем пара перед и за рабочим колесом; η_u^{max} – КПД ступени на номинальном режиме ее работы; ρ_{cp}^{HOM} – степень реактивности ступени на среднем радиусе при номинальном режиме.

При отсутствии надежных данных теплового расчета ступени для определения \overline{Gv}_{2xx} можно использовать формулу, полученную авторами по результатам экспериментальных исследований модельных ступеней [7]

$$\overline{Gv}_{2xx} = 1,071 (1,0-\overline{r}_{BT}^2) \times (tg\beta_2^{cp} - 0,087tg\gamma_H + 0,197),$$
(3)

где $\bar{r}_{\rm BT} = r_{\rm BT}/R_{\rm H}$; $r_{\rm BT}$ – радиус втулки рабочего колеса; $R_{\rm H}$ – наружный радиус рабочего колеса; $\beta_2^{\rm cp}$ – эффективный угол выхода из рабочей решетки на среднем радиусе; $\gamma_{\rm H}$ – угол наклона наружного меридионального обвода направляющего аппарата ступени.

Определение расхода пара в ЦНД

Для последней ступени ЦНД удельный объем v₂ принимается по давлению в конденсаторе, температуре пара за рабочим колесом (или влажности пара). Для определения объемного расхода пара через ступень необходимо знать его массовый расход, который при заданных начальных параметрах зависит от угла поворота кольца диафрагмы регулирующей ступени, определяемого положением штока сервопривода. В качестве характеристики управляющего органа расходом пара в сетевые подогреватели и в ЦНД принят ход штока сервопривода δ_{пд}, однозначно связанный с поворотом кольца регулирующей диафрагмы.

Относительный ход штока сервопривода $\overline{\delta}_{nn}$ равен

$$\overline{\delta}_{n\pi} = \frac{\delta_{n\pi}}{H_{\mu\nu\tau}}, \qquad (4)$$

где δ_{ng} – абсолютный ход штока поворотной диафрагмы, мм; $H_{\rm шт}$ – полный ход штока, мм.

Максимальное перемещение штока сервопривода для турбины T-100/120-130 $H_{\rm шт} = 200$ мм, для турбины T-250/300-240 $H_{\rm шт} = 220$ мм.

Значение $\overline{\delta}_{ng} = 1$ соответствует полному открытию поворотной диафрагмы, $\overline{\delta}_{ng} = 0$ соответствует положению, при котором поворотное кольцо регулирующей диафрагмы находится в упоре, проходные окна закрыты полностью, а в ЦНД поступает только вентиляционный поток, необходимый для отвода тепла вентиляционных потерь, создающих высокую температуру пара.

Положение $\overline{\delta}_{nd}$ может рассматриваться как один из параметров для определения расхода пара в ЦНД.

На рис. 1 приведено изменение относительного расхода пара \overline{G} в зависимости от $\overline{\delta}_{nq}$ при принятых значениях параметров пара на входе в ЦНД и давления в конденсаторе для двух теплофикационных турбин мощностью 100 и 250 МВт

$$\overline{G} = \frac{G_{\Pi H \Pi}}{G_{\Pi H \Pi}(\overline{\delta}_{n,n}=1)},$$
(5)

где $G_{\text{ЦНД}}$ – расход пара при определенном значении $\overline{\delta}_{\text{пд}}$; $G_{\text{ЦНД}(\overline{\delta}_{\text{пд}}=1)}$ – расход при полностью открытой поворотной диафрагме.

Изменение \overline{G} в зависимости от значения $\overline{\delta}_{ng}$ имеет три области: нелинейную (область *A-B*) при $0 < \overline{\delta}_{ng} \le \overline{\delta}_B$, где $\overline{\delta}_B = 0,12$ для турбины T-100/120-130 и $\overline{\delta}_B = 0,21$ для T-250/300-240, линейную (область *B-C*) при $0,12 < \overline{\delta}_{ng} \le 0,44$ для турбины T-100/120-130, при $0,21 < \overline{\delta}_{ng} \le 0,5$ для турбины T-250/300-240 и нелинейную (область *C-D*) при числе Маха на щели поворотной диафрагмы $M_0 < 1$ и при $\overline{\delta}_{ng} > \overline{\delta}_C$.



Рис. 1— Изменение расхода пара в ЦНД при разном положении поворотной диафрагмы: а— турбина T-100/120-130; б— турбина T-250/300-240

При общем подобии формы зависимости $\overline{G} = f(\overline{\delta}_{n,n})$ величины относительного хода штока сервопривода при критическом режиме течения пара в щели $\overline{\delta}_{n,n}^{kp}$ для рассматриваемых турбин имеют различные значения. Для теплофикационной турбины T-100/120-130 $\overline{\delta}_{n,n}^{kp} = 0,44$, для турбины T-250/300-240 $\overline{\delta}_{n,n}^{kp} = 0,5$, что, по-видимому, вызвано отличиями в конструкциях регулирующей ступени и ЦНД в целом.

Изменение расхода пара в ЦНД в зависимости от давления в нижнем отборе и относительного положения штока сервопривода определяется режимом работы входной части диафрагмы регулирующей ступени (область докритического истечения пара в щели, образованной перегородками между окнами поворотного кольца и лопатками направляющего аппарата диафрагмы, и область критического режима течения пара в щели).

Для турбин Т-100/120-130 и Т-250/300-240 характер изменения $\overline{G} = f(\overline{\delta}_{ng})$ подобен, отличаясь значениями относительного расхода в точках A, B, C (при $\overline{\delta}_{ng} = 1$ $\overline{G} = 1$).

Изменение функции \overline{G} при увеличении $\overline{\delta}_{nд}$ для данных турбин целесообразно рассмотреть для областей *А-В*, *В-С* и *С-D* соответственно, предварительно выполнив оценку величины расхода пара $G_{\text{ЦНД}}$ при полностью закрытой поворотной диафрагме ($\overline{\delta}_{nд} = 0$).

Обработка результатов определения протечек пара $G_{\rm прот} = G_{\rm ЦНД}$ для турбин Т-100/120-130 и Т-250/300-240, приведенных в работах [7–9], позволила представить их как

$$G_{\rm прот} = 27,5\Delta^{0,7} p_{\rm H} \,, \tag{6}$$

где $G_{\text{ЦНД}}$ – расход пара в ЦНД (на два потока), т/ч; Δ – зазор между перегородками поворотного коль-

ца и направляющими лопатками регулирующей диафрагмы, мм; $p_{\rm H}$ – давление в нижнем отборе, измеряемое в кГс/см².

Определение расхода пара в ЦНД с учетом температуры (на два потока), увеличивающегося по мере открытия поворотных диафрагм, выполненное авторами, может быть представлено для всех областей *А-В*, *B-С* и *C-D*.

Так, для турбины Т-100/120-130:

– в области *А-В* при
$$0 < \delta_{\Pi \Pi} \le 0,12$$

$$G_{\text{ЦНД}} = \left(G_{\text{прот}} + 21253\overline{\delta}_{\text{пд}}^{3,5}\right)p_{\text{H}}\widetilde{T},$$

где $t_{\rm H}$ – температура пара на входе в ЦНД, °C; $\approx \sqrt{t_{\rm H} + 273}$.

$$\begin{split} I &= \sqrt{\frac{2}{353}}, \\ &- \text{ в области } B\text{-}C \ 0,12 < \overline{\delta}_{n\text{д}} \leq 0,44 \\ & G_{\text{ЦH}\text{Д}} = 335,5\overline{\delta}_{n\text{д}} p_{\text{H}}\widetilde{T}; \\ &- \text{ в области } C\text{-}D \ \text{при } 0,44 < \overline{\delta}_{n\text{д}} \leq 1 \\ & G_{\text{ЦH}\text{Д}} = 147,6 \big[1 + 1,15 \big(\overline{\delta}_{n\text{d}} - 0,44 \big) - \\ & -0,708 \big(\overline{\delta}_{n\text{d}} - 0,44 \big)^2 \big] p_{\text{H}}\widetilde{T}. \\ & \text{Для турбины } \text{T}\text{-}250/300\text{-}240: \\ &- \text{ в области } A\text{-}B \ \text{при } 0 < \overline{\delta}_{n\text{d}} \leq 0,21 \\ & G_{\text{ЦH}\text{J}} = \big(27,5\Delta^{0,7} + 21253\overline{\delta}_{n\text{d}} \big) p_{\text{H}}\widetilde{T}; \\ &- \text{ в области } B\text{-}C \ \text{при } 0,21 < \overline{\delta}_{n\text{d}} \leq 0,5 \\ & G_{\text{ЦH}\text{J}} = 882\overline{\delta}_{n\text{d}} p_{\text{H}}\widetilde{T}; \\ &- \text{ в области } C\text{-}D \ \text{при } 0,5 < \overline{\delta}_{n\text{d}} \leq 1 \\ & G_{\text{ЦH}\text{J}} = 441 \big[1 + 2,236 \big(\overline{\delta}_{n\text{d}} - 0,5 \big) - \\ & -2,517 \big(\overline{\delta}_{n\text{d}} - 0,5 \big)^2 \big] p_{\text{H}}\widetilde{T}. \end{split}$$

Сопоставление расхода пара в ЦНД, равного расходу через последнюю ступень (по относительному объемному расходу $\overline{Gv}_2 = Gv_2/(Gv_2)_{\text{ном}}$), с режимом холостого хода позволяет определить, в каком режиме работает последняя ступень – в режиме выработки мощности (турбинном) или ее потребления (в компрессорном с развивающимися вентиляционными потерями).

Если расход пара, определенный по предыдущим зависимостям для конкретной области влияния $\overline{\delta}_{ng}$, показывает, что ступень работает в режиме потребления мощности, то для него при $\overline{Gv}_2 < \overline{Gv}_{2xx}$ используется уточненное уравнение Зуттера-Траупеля

$$N_{\rm norp} = C_0 \overline{C} \, \frac{\pi D_{\rm cp} l_{\rm p\pi}}{2} \rho_{\rm cp} U_{\rm cp}^3 \,, \tag{7}$$

где C_0 – коэффициент потребления мощности при нулевом расходе пара через ступень, когда потери энергии определяются вихревыми структурами; $\overline{C} = C/C_0$ – коэффициент влияния расхода на потребление мощности; $D_{\rm cp}$ – средний диаметр рабочего колеса; $l_{\rm pn}$ – длина рабочей лопатки; $\rho_{\rm cp}$ – средняя плотность пара на рабочем колесе (принимается $\rho_{cp} = \rho_2$); U_{cp} – окружная скорость рабочего колеса на среднем диаметре.

Значение коэффициента C₀ определяется геометрическими характеристиками рабочего колеса

$$C_{0} = 0,04 + [0,09 + 5,629(1 - -1,078 \text{tg}\beta_{2}^{\text{cp}})\frac{B}{D_{\text{cp}}}]\frac{l_{\text{p}\pi}}{D_{\text{cp}}},$$
(8)

где В – ширина рабочего колеса ступени.

Значение коэффициента \overline{C} определяется по зависимости

$$\overline{C} = \left[1 - 0.3\left(\overline{\overline{Gv}}_2\right) + 0.6\left(\overline{\overline{Gv}}_2\right)^2 - 1.3\left(\overline{\overline{Gv}}_2\right)^3\right], (8)$$

где $Gv_2 = Gv_2/(Gv_{2xx})$.

Если $Gv_2 < Gv_{2xx}$, то происходит потребление мощности последними ступенями ЦНД, что снижает положительный эффект использования топлива при теплофикационном режиме.

Обсуждение результатов

При работе на теплофикационном режиме при полностью или частично закрытой диафрагме определенный положительный эффект может быть получен путем перераспределения тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями нижней ПС-1 и верхней ПС-2 ступеней [10]. Однако, при определенных условиях могут возникнуть затраты мощности в ЦНД, определяемые по зависимостям (7)-(9). Так, для турбины Т-250/300-240 при малорасходном режиме $\overline{Gv}_2 = 0,213$ каждая из последних ступеней ЦНД потребляет по 700 кВт, общая затрата мощности составляет 1400 кВт. При режиме $Gv_2 = 0,305$, близком к режиму холостого хода $(\overline{Gv}_{2xx} = 0.368)$, потребляемая ЦНД мощность равна 828 кВт. Снижение относительного объемного расхода до Gv₂ = 0,087 при давлении в конденсаторе $p_{\kappa} = 5 \ \kappa \Pi a$ привело к повышению потребления мощности ЦНД до 1190 кВт, а уменьшение до $Gv_2 = 0.05$ при $p_{\kappa} = 12 \ \kappa \Pi a$ послужило росту потребления мощности ЦНД до 3436 кВт (режим при полностью закрытой поворотной диафрагме).

Рассматривая режимы работы ЦНД, следует отметить, что при уменьшении расхода пара в ЦНД первым начинают потреблять мощность две последние ступени при условии $\overline{Gv}_2 < \overline{Gv}_{2xx}$ для них. Поэтому для повышения эффективности работы турбоустановки путем увеличения производства электроэнергии целесообразно работу ЦНД ограничить режимом холостого хода последней ступени, что обеспечивает более высокий прирост электрической мощности при малом снижении расхода топлива $b_{\rm T}$ на выработку тепловой энер-

гии. При этом также повышается надежность работы рабочих лопаток последних ступеней из-за их удаления от области повышенных динамических напряжений.

Выполним оценку работы ЦНД на примере теплофикационной турбины Т-100/120-130.

Режиму холостого хода последней ступени ЦНД по ее геометрическим параметрам $(\bar{r}_{_{BT}} = 0.554, \beta_2^{cp} = 26^\circ, \gamma_{_{H}} = 45 \text{ °C})$ cootbetctbyet $\overline{Gv}_{2xx} = 0,44$, по характеристикам теплового расчета – $\overline{Gv}_{2xx} = 0,435$. Имея ввиду, что оценка режима холостого хода производится при постоянном давлении в конденсаторе *p*_к, равном проектному (для номинального режима $p_{\kappa} = 5,7 \text{ кПа}$), то для последней ступени отношение $\overline{Gv}_{2xx} = Gv_{2xx} / (Gv_2)_{HOM} \approx G_{xx}^{cr} / G_{HOM}^{cr}$. Расход пара в ЦНД при номинальном режиме равен $G_{HOM}^{CT} = 281,65$ т/ч. В этом случае режим холостого хода последней ступени наступит при расходе пара в ЦНД, равном $G_{xx} = 0,44 \cdot 281,65 = 124,8$ т/ч на два потока. При этом расходе пара ожидаемый прирост мощности турбины ΔN , полученный за счет организации рациональной работы ТФУ в зависимости от расхода сетевой воды и температурного диапазона наружного воздуха $t_{\rm HB}$, приведен в табл. 1 при потере тепла в конденсаторе *Q*_к = 79,7 МВт. Согласно табл. 1 прирост мощности при $t_{\text{HB}} \ge 4$ °C может достигать 2,15 МВт при работе турбины Т-100/120-130 с одноступенчатым подогревом сетевой воды по сравнению с инструкционным двухступенчатым подогревом, когда тепловая нагрузка распределяется поровну между сетевыми подогревателями. В остальных случаях не рекомендуется использовать один сетевой подогреватель нижней ступени и следует работать с двухступенчатым подогревом сетевой воды, кроме внештатных ситуаций (например, сетевой подогреватель верхней ступени в стадии ремонта).

	· · · · ·						
Расхол	Прирост мощности ΔN, MBт						
Гасход	ПС-1,	ПС-1 и ПС-2,	ПС-1 и ПС-2,				
U _{CB} , 1/4	$4 \le t_{\rm hb} \le 40 \ {\rm ^{o}C}$	$-4 \le t_{\text{HB}} \le 4 \text{ °C}$	$-8 \le t_{\text{HB}} \le -4 \text{ °C}$				
1000	0	0-7	4,8–7,8				
2000	1,3–1,5	0-5,8	2,3-5,8				
3000	1,7–1,9	0–4,3	1,8–3,8				
4000	2-2,15	-	-				

Таблица 1 – Оценка прироста мощности турбины

Выводы

Анализ работы теплофикационных турбин крупных ТЭЦ показывает, что одновременный учет рационального распределения тепловой нагрузки между сетевыми подогревателями и затрат мощности в ЦНД при малорасходных режимах, позволяет выбирать их режимы и с максимально возможным эффектом использовать тепло топлива.

Список литературы

- Инструкция по эксплуатации паровой турбины Т-100/120-130 / Харьковская ТЭЦ-5. – Харьков : Харьковская ТЭЦ-5, 1989. – 121 с.
- 2 Инструкция по эксплуатации турбоагрегата с турбиной типа Т-250/300-240 / Киевская ТЭЦ-5. – Киев: Киевская ТЭЦ-5, 1979. – 214 с.
- 3 Нормативные энергетические характеристики блока T-250 МВт Харьковской ТЭЦ-5 / Харьковская ТЭЦ-5. – Харьков : Харьковская ТЭЦ-5, 2000. – 110 с.
- 4 Трухний, А. Д. Теплофикационные паровые турбины и турбоустановки / А. Д. Трухний, Б. В. Ломакин. – Москва : Издательский дом МЭИ, 2006. – 540 с.
- 5 Инструкция по эксплуатации теплофикационной установки Харьковской ТЭЦ-5 / Харьковская ТЭЦ-5. Харьков : Харьковская ТЭЦ-5, 2006. 31 с.
- 6 Теплофикационные паровые турбины: повышение экономичности и надежности / Л. А. Симою, Е. И. Эфрос, В. Ф. Гуторов, В. П. Лагун. – Санкт-Петербург : Энерготех, 2001. – 208 с.
- 7 Быстрицкий, Л. Н. Исследование турбинных ступеней с малым отношением D_{cp}/l в диапазоне режимов работы от номинального до холостого хода : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.01 / Быстрицкий Леонид Николаевич. – Харьков, 1975. – 203 с.
- 8 Малорасходные режимы ЦНД турбины Т-250/300-240 / под ред. В. А. Хаимова. – Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2007. – 240 с.
- 9 Бененсон, Е. И. Теплофикационные паровые турбины / Е. И Бененсон, Л. С. Иоффе. – Москва : Энергия, 1976. – 264 с.
- 10 Шубенко, А. Л. Влияние реальных режимов работы теплофикационной турбины Т-100/120-130 на отпуск тепла и электроэнергии / А. Л. Шубенко, О. А. Бабенко, В. Н. Голощапов, А. Ю. Козлоков // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2015. – № 17(1126). – С. 40–43. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774Х.

Bibliography (transliterated)

- 1 (1989), Instrukciya po ekspluatacii parovoi turbini T-100/120-130 [Instructions for operation of the steam turbine T-100/120-130], PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkov, Ukraine.
- 2 (1979), Instrukciya po ekspluatacii turboagregata s turbinoi tipa T-250/300-240 [Instructions for operation of the turbomashinery with a turbine-type T-250/300-240], Kievskaya TEC-5, Kiev, Ukraine.
- 3 (2000), Normativnie energeticheskie harakteristiki bloka T-250 MVt Harkovskoi TEC-5 [Normative power characteristics of the block T-250 MW Kharkiv heat power station No. 5], PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkiv, Ukraine.
- 4 Truhnii, A. D. and Lomakin, B. V. (2006), Teplofikacionnie parovie turbini i turboustanovki [Heat and steam turbines and turboplant], Izdatelskii dom MEI [Publishing house of the Moscow Power Engineering Institute], Moscow, Russian.
- 5 (2006), Instrukciya po ekspluatacii teplofikacionnoi ustanovki Harkovskoi TEC-5 [Instructions for operation of the heating unit of Kharkiv heat power station No. 5], PJSC "Kharkiv CHPP-5", Kharkiv, Ukraine.

- 6 Simoyu L. A., Efros E. I., Gutorov V. F. and Lagun V. P. (2001), Teplofikacionnie parovie turbine: povishenie ekonomichnosti i nadejnosti [Heat and steam turbines: increased efficiency and reliability], Energoteh [Energotech], St. Petersburg, Russian.
- 7 **Bistrickii, L. N.** (1975), Issledovanie turbinnih stupenei s malim otnosheniem D_{cp}/l v diapazone rejimov raboti ot nominalnogo do holostogo hoda [The study of turbine stages with a small ratio D_{cp}/l in the range of operation modes from nominal to no-load : dis. ... cand. tehn. sciences : 05.04.017, Kharkov, Ukraine.
- 8 Haimov, V. A. (ed.) (2007), Malorashodnie rejimi CND turbini T-250/300-240 [Malorashodnyh low pressure cylinder modes of turbine T-250/300-240], BHV-

Peterburg, St. Petersburg, Russian.

- 9 Benenson, E. I. and Ioffe, L. S. (1976), *Teplofikacion-nie parovie turbini [Heat and steam turbines]*, Energiya [Energy], Moscow, Russian.
- 10 Shubenko, A. L., Babenko, O. A., Goloschapov V. N. and Kozlokov A. Yu. (2015), Vliyanie realnih rejimov raboti teplofikacionnoi turbini T-100/120-130 na otpusk tepla i elektroenergii [Impact of real modes of cogeneration turbine T-100/120-130 on the supply of heat and electricity], Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment, No. 17(1126), pp. 40-43, Kharkiv, Ukraine, ISSN 2078-774X.

Сведения об авторах (About authors)

Шубенко Александр Леонидович – член-корреспондент НАН Украины, доктор технических наук, заведующий отделом оптимизации конструкций и процессов турбомашин, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, ул. Пожарского 2/10, г. Харьков, Украина, 61046; e-mail: shuben@ipmach.kharkov.ua, ORCID 0000-0001-9014-1357.

Shubenko Oleksandr – Member-correspondent of National Academy of Sciences of Ukraine, Doctor of Technical Sciences, Department Head in optimization of processes and designs of turbomachinery, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Str. Pozharsky 2/10, Kharkov, Ukraine, 61046.

Голощапов Владимир Николаевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела моделирования и идентификации тепловых процессов, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины; г. Харьков, Украина; e-mail: paramonova@ipmach.kharkov.ua.

Goloshchapov Vladimir – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Department for Modeling and Identification of Thermal Processes, A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Kharkov, Ukraine.

Бабенко Ольга Анатольевна – кандидат технических наук, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины, старший научный сотрудник отдела оптимизации процессов и конструкций турбомашин; г. Харьков, Украина; e-mail: ola_babenko@mail.ru, ORCID 0000-0002-7587-8470.

Babenko Olga – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), A.N. Podgorny Institute for Mechanical Engineering Problems (IPMach) NAS of Ukraine, Senior Research Fellow in optimization of processes and designs of turbomachinery Department.

Пожалуйста, ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Шубенко, А. Л. Повышение эффективности работы цилиндров низкого давления теплофикационных турбин / А. Л. Шубенко, В. Н. Голощапов, О. А. Бабенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 82–87. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.12.

Please cite this article as:

Shubenko, A., Goloshchapov, V. and Babenko, O. (2017), "Increasing the Operation Efficiency of Low Pressure Cylinders of Cogeneration Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 82–87, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.12.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Шубенко, О. Л. Підвищення ефективності роботи циліндрів низького тиску теплофікаційних турбін / О. Л. Шубенко, В. М. Голощапов, О. А. Бабенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 82–87. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.12.

АНОТАЦІЯ Первинні ресурси в тепловій енергетиці перетворюються в два види енергії: електричну й теплову. Якщо перший вид енергії отримують в основному на TEC, AEC та ГЕС, то теплову енергію постачають споживачам централізовано (від ТЕЦ та великих котелень) і локально (від невеликих котелень), або виробляють індивідуально. Вибір раціональних режимів експлуатації теплофікаційних турбін дозволяє мінімізувати витрати природного газу, що актуально в умовах істотного дефіциту паливних ресурсів.

Ключові слова: теплоелектроцентраль, теплофікаційна турбіна, циліндр низького тиску, сітьовий підігрівач.

Поступила (received) 14.02.2017

УДК 621.165

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.13

А. В. ЛАПУЗИН, В. П. СУББОТОВИЧ, Ю. А. ЮДИН, А. Ю. ЮДИН, С. А. ТЕМЧЕНКО

К ОЦЕНКЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ВЫХОДНЫХ ПАТРУБКОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН

АННОТАЦИЯ Рассмотрено влияние степени расширения и относительного объема осесимметричной сборной камеры на коэффициенты потерь бездиффузорных выходных патрубков ЦВД с двумя отводами. Предложена методика оценки коэффициентов потерь, основанная на результатах экспериментального исследования моделей выходных патрубков на статическом аэродинамическом стенде с имитатором турбинной ступени. Доказана необходимость установки имитатора при малых относительных объемах сборной камеры.

Ключевые слова: паровая турбина, цилиндр высокого давления, выходной патрубок, степень расширения, объем сборной камеры, гидравлические и полные потери.

A. V. LAPUZIN, V. P. SUBOTOVICH, Yu. A. YUDIN, A. Yu. YUDIN, S. A. TEMCHENKO

ESTIMATING AN EFFICIENCY OF THE HIGH PRESSURE DISCHARGE NOZZLES OF STEAM TURBINES

ABSTRACT Consideration was given to the influence of the expansion ratio and a relative volume of the axisymmetric collection chamber on the loss factors of the diffusion-free discharge nozzles of high pressure cylinders (DN HPC) with two parallel pipe bends connected to the collection chamber. Methods of the estimation of loss coefficients were suggested based on the data of experimental investigations of the models of discharge nozzles carried out using the static aerodynamic test bench with the turbine cascade simulator. It was proved that the simulator should be installed at relatively low volumes of the collection chamber. A dimensionless criterion was proposed to describe a relative volume of the collection chamber. It has been established that the net loss factor of diffusion-free DN HPC cannot be less than 1.5 due to the complicated helical flow in the collection chamber and high hydraulic losses caused by the entry of helical steam flow into the pipe bends (outlet pipes). To estimate the operation efficiency of DN HPC we offered to use the hydraulic loss coefficient that takes into account inhomogeneous flux flattening losses in the initial section of outlet pipes in addition to actual hydraulic losses. Proceeding from common methodological standpoint, the research data obtained for DN HPC and cogeneration steam bleeding channels of the flow pass of steam turbines were compared. It has been established that when the steam leaves the cogeneration steam bleeding channels much pipe bends stagnation pressure losses are in the range of 0.4 to 0.8 of the dynamic pressure calculated using the average flow rate in pipe bends.

Key words: steam turbine, high pressure cylinder, discharge nozzle, expansion ratio, collection chamber volume and net losses.

Введение

Выходной патрубок цилиндра высокого давления (ВП ЦВД) современной мощной паровой турбины представляет собой, как правило, осесимметричную сборную камеру (СК), пар из которой выходит через два отвода, расположенных в нижней половине литого корпуса ЦВД. В ориентировочных расчетах гидравлических потерь в линии промперегрева (где теряется 10-13 % давления) давление пара P_2 в указанных отводах принимается равным давлению *P* во входном сечении ВП, которое расположено в непосредственной близости от рабочего колеса последней ступени ЦВД. Так как скорость потока за этой ступенью невелика (C = 55-75 м/с), коэффициент полных потерь ВП $\zeta_{\pi} = (P^* - P_2)/(P^* - P)$ и давление торможения P^* в его входном сечении находятся по формулам, справедливым для несжимаемой жидкости.

Экспериментальные исследования моделей ВП ЦВД [1] показали, что при наличии за последней ступенью осерадиального диффузора с небольшой степенью радиальности коэффициент полных потерь $\zeta_{\rm n} = 1,25 - 2,82$. Большие значения относятся к модели *l*, имеющей малую степень расширения патрубка $n_{\rm n} = F_2/F$ и малый относительный объем СК $\overline{V}_{\rm CK}$. Доказано, что при небольшом объеме СК установка перед испытуемой моделью ВП имитатора турбинной ступени (сопротивления) в виде системы сеток является обязательной. Для модели *l* имитатор снижает во входном сечении ВП окружную неравномерность расхода $G_{\rm max}/G_{\rm min}$ с 2,2 до 1,22 и коэффициент Кориолиса $N_{\rm Bx}$ с 1,54 до 1,2, повышает здесь окружную неравномерность давления в ~ 2,5 раза, что приводит к интенсификации окружного движения в СК в сторону отводов и увеличению $\zeta_{\rm n}$ с 1,75 до 2,82.

Цель работы

Разработка простого инженерного метода расчета коэффициентов полных и гидравлических потерь бездиффузорных выходных патрубков высокого давления паровых турбин с осесимметричной формой сборной камеры.

© А. В. Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко, 2017

Модель	n _π	- V _{CK}	D/l	<i>D</i> ₀ , мм	N _{BX}	N _{вых}	ζπ	ζ	ζ _B	ζ"
1	0,9	0,71	7,56	125	1,2	1,29	2,62	1,29	1,33	1,59
2	1,7	2,37	8,86	165	1,06	1,56	1,53	1,02	0,51	1,2

Таблица 1 – Геометрические и аэродинамические характеристики бездиффузорных моделей ВП ЦЕ	BД
---	----

Анализ работы бездиффузорных моделей ВП ЦВД при наличии имитатора ступени

Модели l и 2 имеют одинаковый периферийный диаметр входного сечения, близкие значения отношения D/l (табл. 1), но существенно отличаются габаритами СК и диаметром отводов D_0 .

При сравнении ВП важное значение имеет правильный выбор параметра, характеризующего относительные размеры СК. Для их оценки А. Е. Зарянкин [2, 3] использует характерное время ВП $T_v = V_{CK}/Q$, где V_{CK} – объем СК; Q – объемный расход. Однако этот параметр нельзя признать удовлетворительным, так как при переходе от натурного ВП к его модели объем патрубка изменяется пропорционально кубу масштаба моделирования, а объемный расход - квадрату этого масштаба. Кроме того на T_{y} влияет Q, а значит и число Маха перед ВП, что противоречит результатам исследования влияния числа Маха на коэффициенты потерь. Представляется целесообразным (табл. 1) относительный объем сборной камеры определять как отношение характерного времени патрубка Т_v к характерному времени ступени T = D/C по формуле

$$\overline{V}_{\rm CK} = T_v / T = V_{\rm CK} / (FD)$$

В табл. 1 $N_{\rm вх}$ и $N_{\rm вых}$ – коэффициенты Кориолиса во входном и выходном сечениях ВП, показывающие, во сколько раз кинетическая энергия в этих сечениях больше энергии, рассчитанной по среднерасходной составляющей скорости. Для определения $N_{\rm вх}$, $N_{\rm вых}$, а также коэффициентов полных, гидравлических и выходных потерь ($\zeta_{\rm п}$, ζ , $\zeta_{\rm в}$) поток траверсировался с помощью ориентируемых многоканальных пневмометрических зондов. Высокий уровень $N_{\rm вых}$ обуславливает повышенную выходную потерю $\zeta_{\rm в}$. Поэтому для оценки работы ВП ЦВД целесообразно использовать также коэффициент гидравлических потерь

$$\zeta'' = \zeta + (N_{\rm BMX} - 1)/(N_{\rm BX}n^2_{\rm II}),$$

который учитывает потери от выравнивания неравномерного потока за ВП ЦВД.

Экономичность ВП зависит от n_n , V_{CK} , D/l, числа Рейнольдса, формы продольного (меридианального) сечения СК, характера распределения вдоль радиуса скорости за рабочим колесом. Для бездиффузорных ВП главными параметрами являются n_n и \overline{V}_{CK} , увеличение которых снижает коэффициенты потерь. При проектировании ЦВД n_n определяется отношением скорости за ступенью к среднерасходной скорости за ВП (45–50 м/с) и обычно находится в пределах от 1,1 до 1,4. Следует отметить, что степень расширения $n_{\rm fl}$ не является универсальным аргументом, так как при фиксированном объемном расходе небольшие (до 5 %) его изменения за счет входной площади *F* сопровождаются изменением в $1/F^2$ раз всех коэффициентов потерь, а при изменении $n_{\rm fl}$ за счет F_2 изменяются только выходные потери $\zeta_{\rm B}$ и гидравлические потери $\zeta_{\rm BX}$, обусловленные входом пара в отводы. Гидравлические потери $\zeta = \zeta_{\rm CK} + \zeta_{\rm BX}$, где $\zeta_{\rm CK}$ – потери в CK.

Если площади *F* и *F*₂ неизменны, то увеличение объема СК \overline{V}_{CK} при *Q* = const снижает интенсивность меридионального и окружного движения в СК (интенсивность двух вихревых шнуров), что уменьшает гидравлические потери в СК ζ_{CK} , а также степень закрученности и неравномерности потока в отводах, характеризуемую коэффициентом *N*_{вых}. При этом, вероятно, изменяется и коэффициент $\zeta_{BX} = \chi_{BX}/(N_{BX}n_{\pi}^2)$. В последней формуле χ_{BX} – коэффициент входной зоны, величина которого в эксперименте не определялась из-за большой трудоемкости этого процесса.

Методика оценки экономичности бездиффузорных ВП ЦВД

Из табл. 1 видно, что при переходе от модели *I* к модели *2* увеличение в ~ 2 раза степени расширения и в ~ 3 раза объема СК сопровождается снижением полных потерь $\zeta_{\rm n}$ на 1,09. Положительный эффект от одновременного увеличения $n_{\rm n}$ и $\overline{V}_{\rm CK}$ был бы еще больше, если бы имитатор ступени перед моделью *I* имел большее гидравлическое сопротивление, обеспечившее $N_{\rm BX} = 1,06$ и $\zeta_{\rm n} \approx 3$. Анализ конструкций ВП ЦВД современных паровых турбин показывает, что их $n_{\rm n}$ и $\overline{V}_{\rm CK}$ не выходят за пределы диапазонов $0,9 < n_{\rm n} < 1,7$; $0,71 < \overline{V}_{\rm CK} < 2,37$, которые сформированы параметрами моделей *I* и *2*.

Если индексом «мод» отметить все геометрические и аэродинамические характеристики модели 2, имеющей предельно высокие значения $n_{\rm n}$ и $\overline{V}_{\rm CK}$ и предельно низкие коэффициенты потерь, то для любого другого ВП ЦВД коэффициент полных потерь

$$\zeta_{\Pi} = \frac{1}{N_{\text{BX}}} \left[1,62 - \frac{N_{\text{B}\text{b}\text{I}X \text{ MOA}} + \chi_{\text{B}X \text{ MOA}}}{2,89} + \frac{N_{\text{B}\text{b}\text{I}X} + \chi_{\text{B}X}}{n_{\Pi}^{2}} + x \left(2,37 - \overline{V}_{\text{CK}} \right) \right],$$

где n_{Π} , \overline{V}_{CK} , N_{BX} , N_{BKX} , χ_{BX} – параметры ВП; $\chi_{BX MOQ}$ – параметр модели 2; x – коэффициент, зависящий от выбора χ_{BX} и $\chi_{BX MOQ}$.

Коэффициент $\chi_{\rm BX}$ учитывает гидравлические потери на участке между сечениями *1* и *2* (рис. 1), а основное снижение давления торможения происходит на участке выравнивания потока между сечениями *2* и *3* и определяется уровнем коэффициента $N_{\rm вых}$. Очевидно, что большему $N_{\rm выx}$ соответствует большее значения $\chi_{\rm BX}$. Если принять, что $\chi_{\rm BX} = 0.1 N_{\rm вых}$, $\chi_{\rm BX \ MOZ} = 0.1 N_{\rm вых \ MOZ}$, то

$$\zeta_{\rm II} = \frac{1}{N_{\rm BX}} \left[1,02 + 0,23 \left(2,37 - \overline{V}_{\rm CK} \right) + \frac{1,1N_{\rm BBIX}}{n_{\rm II}^2} \right].$$



Рис. 1 – Схема течения в выходном патрубке: 1, 2, 3 – сечения

Коэффициент $N_{\rm BX}$ зависит от структуры потока за последней ступенью ЦВД и обычно $N_{\rm BX} \approx 1$. Экспериментально доказано, что $N_{\rm BX}$ практически не влияет на $N_{\rm BMX}$, который для бездиффузных конструкций можно найти по формуле

$$N_{\rm bbix} \approx 0,65 \frac{\overline{V}_{\rm CK}^{0,3}}{n_{\rm fr}} \, . \label{eq:Nbix}$$

После нахождения полных потерь ζ_{n} определяются другие коэффициенты потерь:

$$\zeta_{\rm b} = \frac{N_{\rm bbix}}{N_{\rm bx}n_{\rm m}^2}, \, \zeta = \zeta_{\rm m} + \zeta_{\rm b}, \, \zeta' = \zeta + \frac{N_{\rm bbix} - 1}{N_{\rm bx}n_{\rm m}^2}$$

а также относительная потеря давления в ВП ЦВД $\Delta \overline{P} = (P - P_2)/P = (\zeta_{\Pi} - 1)/T$, и относительная потеря давления торможения $\Delta \overline{P}^* = (P^* - P_3^*)/P^* = \zeta'/T$. $T = P/(\rho C^2/2)$ – режимный параметр натурной конструкции; $P_2 = P_3$.

Баланс потерь в ВП

Основной составляющей гидравлических потерь является потеря в СК ζ_{CK} , которая в несколько раз превышает потерю $\zeta_{отв}$, обусловленную отводом рабочей среды из СК.

$$\zeta' = \zeta_{\rm CK} + \zeta_{\rm otb}, \quad \zeta_{\rm otb} = \frac{N_{\rm BMX} + \chi_{\rm BX} - 1}{N_{\rm BX} n_{\rm II}^2}$$

где $N_{\text{вых}} + \chi_{\text{вх}} - 1 = \zeta_{\text{м}}$ – коэффициент местных потерь для входного участка отвода. Для модели *1* $\zeta_{\text{м}} = 0,42$, $\zeta_{\text{отв}} = 0,43$, $\zeta_{\text{СК}} = 1,16$, для модели *2* $\zeta_{\text{м}} = 0,72$, $\zeta_{\text{отв}} = 0,23$, $\zeta_{\text{СК}} = 0,97$.

Приведенные выше значения коэффициента местных потерь $\zeta_{\rm M} = 0,42-0,72$ мало отличаются от результатов [4], полученных при исследовании камер отборов теплофикационных турбин ($\zeta_{\rm M} = 0,55-0,9$).

Выводы

1 Предложена методика оценки экономичности бездиффузорных ВП ЦВД с двумя параллельными отводами.

2 Обоснована необходимость использования имитатора турбинной ступени при исследовании моделей с малыми относительными габаритами сборной камеры.

3 Предложен безразмерный критерий для характеристики относительного объема сборной камеры.

4 Для оценки экономичности ВП ЦВД целесообразно использовать коэффициент гидравлических потерь ζ' , учитывающий в числе прочих и потери на выравнивание неравномерного потока на начальных участках отводов из сборной камеры.

Список литературы

- Гаркуша, А. В. Влияние входных условий на работу выходных патрубков высокого давления паровых турбин / А. В Гаркуша, А. В. Лапузин, А. Г Понкратова, В. М Щекалкин // Энергетическое машиностроение. – 1995. – № 53. – С. 208–213.
- 2 Зарянкин, А. Е Выхлопные патрубки паровых и газовых турбин / А. Е Зарянкин, Б. П. Симонов. – Москва : МЭИ, 2002. – 274 с. ; ил. – ISBN 5-7046-0821-3.
- 3 Зарянкин, А. Е Анализ конструкций отечественных выхлопных патрубков паровых турбин и возможности снижения их сопротивления / А. Е Зарянкин, В. П. Жилинский // Теплоэнергетика. – 1975. – № 3. – С. 49–52.
- 4 Лапузин, А. В. Гидравлический расчет камеры отбора паровой турбины / А. В. Лапузин, В. П. Субботович // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 9(1181). – С. 90–93. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2016.09.13.

Bibliography (transliterated)

1 Garkusha A.V., Lapuzin A. V, Ponkratova A.G. and Schekalkin V. M. (1995), "Vlijanie vhodnyh uslovij na rabotu vyhodnyh patrubkov vysokogo davlenija parovyh turbin [Influence of input conditions on operation of high-pressure exhaust chamber of steam turbines]", *Jenergeticheskoe mashinostroenie*, No. 53, pp. 208– 213.

- 2 Zaryankyn, A. E. and Simonov B.P. (2002) Vyhlopnye patrubki parovyh i gazovyh turbin [Exhaust chambers of steam and gas turbines], MJeI, Moscow, ISBN 5-7046-0821-3.
- 3 Zaryankyn, A. E. and Zhylynskyy V.P (1975), " Analiz konstrukcij otechestvennyh vyhlopnyh patrubkov parovyh turbin i vozmozhnosti snizhenija ih soprotivlenija [Analysis of the designs of domestic exhaust chamber of steam turbines and the possibility of reduc-

ing their resistance]", *Teplojenergetika*, No. 3, pp. 49-52

4 Lapuzin, A. and Subotovich, V. (2016), "Hydraulic Design of the Bleeding Chamber for the Steam Turbine", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 9(1181), pp. 90–93, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2016.09.13.

Сведения об авторах (About authors)

Лапузин Александр Викторович – кандидат технических наук, доцент, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», доцент кафедры турбиностроения; г. Харьков, Украина; ORCID – 0000-0002-6445-3979.

Lapuzin Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Associate professor, Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Субботович Валерий Петрович – доктор технических наук, старший научный сотрудник, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-7051-4758.

Subotovich Valery – Doctor of Technical Sciences, Senior research fellow, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Юдин Юрий Алексеевич – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0002-9770-2273.

Yudin Yuriy – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Professor, Professor of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Юдин Александр Юрьевич – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, старший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-5098-7796.

Yudin Alexander – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Senior research fellow, Senior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Темченко Сергей Александрович – кандидат технических наук, младший научный сотрудник кафедры турбиностроения, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт», г. Харьков, Украина; e-mail: alex78ua@yahoo.com, ORCID 0000-0001-7235-1107.

Temchenko Sergey – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), junior researcher of Turbine Projection Chair named after prof. Makovski V. M., National Technical university "Kharkov Polytechnic Institute", Kharkov, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Лапузин, А. В. К оценке эффективности выходных патрубков высокого давления паровых турбин / А. В. Лапузин, В. П. Субботович, Ю. А. Юдин, А. Ю. Юдин, С. А. Темченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 88–91. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.13.

Please cite this article as:

Lapuzin, A., Subotovich, V., Yudin, Yu., Yudin, A. and Temchenko, S. (2017), "Estimating an Efficiency of the High Pressure Discharge Nozzles of Steam Turbines", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 88–91, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.13.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Лапузін, О. В. До оцінки ефективності вихідних патрубків високого тиску парових турбін / О. В. Лапузін, В. П. Суботович, Ю. О. Юдін, О. Ю. Юдін, С. О. Темченко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 88–91. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X. – doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.13.

АНОТАЦІЯ Розглянуто вплив ступеня розширення і відносного об'єму вісесиметричної збірної камери на коефіцієнти втрат бездифузорних вихідних патрубків ЦВТ з двома відводами. Запропоновано методику оцінки коефіцієнтів втрат, засновану на результатах експериментального дослідження моделей вихідних патрубків на статичному аеродинамічному стенді з імітатором турбінного ступеня. Доведено необхідність установки імітатора при малих відносних об'ємах збірної камери.

Ключові слова: парова турбіна, циліндр високого тиску, вихідний патрубок, ступінь розширення, об'єм збірної камери, гідравлічні та повні втрати.

Поступила (received) 08.02.2017

УДК 621.671

doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.14

С. Д. КОСТОРНОЙ, Н. Д. МЕШКОВА, А. Ю. ХАТУНЦЕВ

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗВИТИЯ И ОТРЫВА ПОГРАНИЧНОГО СЛОЯ МЕТОДОМ ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

АННОТАЦИЯ При решении задач внешнего обтекания тел в бесконечном пространстве вихревое распределение обычно считается конечным. Площадь, занятая телами, моделируется как объем жидкости, на границе которой имеется тангенциальный разрыв вектора скорости. Величина скачка тангенциальной скорости определяется из интегрального уравнения, которое обеспечивает условие отсутствия течения через поверхность тела. Методом граничных элементов проведено моделирование развития и отрыва пограничного слоя на цилиндре и на крыловом профиле NACA 642-015А, при обтекании потоком на бесконечности. Рассчитано изменение напряжения трения, начиная с момента начала движения.

Ключевые слова: турбулентное течение, нестационарные характеристики, вихревой след, отрыв потока.

S. KOSTORNOY, N. MIESHKOVA, A. KHATUNTSEV

SIMULATION OF THE PROGRESS AND SEPARATION OF THE BOUNDARY LAYER USING THE METHOD OF BOUNDARY ELEMENTS

ABSTRACT Detached flows of the bodies are the most widely spread phenomena in nature and in engineering. The main specific feature of them is that the flow becomes transient after the separation. This scientific paper is devoted to the direct numerical simulation of the eddy transient flow of 2D objects. The purpose of this investigation was to test the methods used for the solution of the problem of transient flow of different objects in order to define transient power loads and turbulent characteristics of the flow. To solve the problem of external flow of the bodies in the infinite space the eddy motion distribution is usually considered to be final. This allows us to concentrate computational resources on these areas, reaching there a high resolution of the flow structure at relatively low expenditures. A great advantage of vortex models is that these allow of the gridless realization. One more advantage of vortex gridless methods is the simplicity of meeting the boundary conditions for the infinity to solve the problems of external flow. A region occupied by the bodies is simulated as a liquid volume whose boundary has a tangential discontinuity of the velocity vector. The tangential velocity jump value is derived from the integral equation that provides the flow tangency condition on the body surface. The medium outside the streamline body and the vortex wake is considered to be ideal. A method of finite elements was used for the simulation of progress and separation of the boundary layer on the cylinder and the wing profile NACA 642-015A for the infinity flow. A change in the friction stress was calculated starting from the motion origination time. These data and the methods can be used for further improvement of hydrodynamic properties of different hydraulic machines including power and erosion indices and the optimization of hydrodynamic loads on blade systems.

Key words: turbulent flow, transient characteristics, vortex wake and the flow separation.

Введение

При решении задач внешнего обтекания тел в бесконечном пространстве вихревое распределение обычно считается конечным. Площадь, занятая телами, моделируется как объем жидкости, на границе которой имеется тангенциальный разрыв вектора скорости. Величина скачка тангенциальной скорости определяется из интегрального уравнения, которое обеспечивает условие отсутствия течения через поверхность тела.

Основоположником вихревых методов является метод дискретных вихрей, созданный для моделирования течений идеальной жидкости [1]. Метод был успешно применен для расчетов нестационарного обтекания тел со сходом вихревого следа на острых краях [2]. Для моделирования отрыва на гладкой поверхности использовался дискретный вихревой метод в сочетании с моделью пограничного слоя [3–4]. В [5–7] реализованы схемы, моделирующие генерацию завихренности по всей поверхности обтекаемых тел. С этой целью на каждом этапе во всех контрольных узлах объекта создавались свободные дискретные вихри и удалялись от него на некоторое расстояние h в зависимости от числа Рейнольдса. Точки схода вихревой пелены от поверхности получаются автоматически. Метод чувствителен к выбору параметров расчетной сетки и значения h.

Цель исследования

Тестирование методики решения задачи нестационарного обтекания различных объектов с целью определения нестационарных силовых нагрузок и турбулентных характеристик потока.

Моделирование развития и отрыва пограничного слоя

Задача сводилась к нахождению суммарного вихревого слоя на теле и свободного вихревого следа за лопаткой. Среда вне обтекаемого тела и вихревого следа считалась идеальной. Задача обтекания решалась методом граничных элементов. Свободные вихревые пелены за лопастью модели-

© С. Д. Косторной, Н. Д. Мешкова, А. Ю. Хатунцев, 2017



Рис. 1 – Результаты моделирования развития и отрыва пограничного слоя на цилиндре, Re ~ 7500





Рис. 2 — Результаты моделирования развития и отрыва пограничного слоя на профиле NACA 642-015A, Re ~ 500: а – угол атаки 0°; б – угол атаки 10°



Рис. 3 — Изменение напряжения трения на профиле NACA 642-015A с углом атаки 10°, Re ~ 500

ровались вихревыми точечными особенностями, интенсивность которых определялась из граничных условий на каждом расчетном моменте времени.

Данная процедура с особенностями моделирования вязких течений [8], связанных с необходимостью удовлетворения условия прилипания на обтекаемых поверхностях, реализована при моделировании развития пограничного слоя на крыловом профиле NACA 642-015А, при обтекании потоком на бесконечности, с углами атаки 0° и 10°.

Тестирование методики проводилось на цилиндре. На рис. 1 результаты моделирования развития и отрыва пограничного слоя на цилиндре, Re ~ 7500.

На рис. 2 представлена структура пограничного слоя на профиле NACA 642-015А, обтекаемым потоком на бесконечности, с углами атаки 0° и 10° в различные моменты времени, начиная с начала движения. Принимается, что переход из состояния покоя до момента достижения максимальной скорости происходит мгновенно.

Расчет напряжения трения

В работах [9, 10] показано, что сила *F*, действующая на обтекаемое тело при отсутствии иных сил, действующих на жидкость, связана с гидродинамическим импульсом *I* формулой

$$F = -\frac{dI}{dt} - \rho \frac{d}{dt} \oint r \times (V \times n) dl , \qquad (1)$$

где гидродинамический импульс

$$I = \rho \int_{s} \rho \times \Omega ds \,. \tag{2}$$

Дифференцируя (1) получим в случае равномерного поступательного движения тела при выполнении условия прилипания

$$F = -\rho \int_{l} r \times J dl - \rho \int_{\Gamma} V_{d} \times d\Gamma .$$
 (3)

Первое слагаемое представляет собой результирующую сил давления, второе – сил трения. Напряжение трения τ_w выражается формулой

$$\tau_w(l) = -\rho \int_{\Gamma} I_w r((l), r(\Gamma)) \times d\Gamma.$$
(4)

На рис. 3 изображен график изменения напряжения трения τ_w на крыловом профиле за 0,2 сек, начиная с момента начала движения.

Выводы

Полученные результаты и методика могут быть использованы для целенаправленного изменения и дальнейшего совершенствования гидродинамических качеств различных гидромашин, в частности энергетических показателей, оптимизации гидродинамических нагрузок на лопастных системах.

Список литературы

- Rosenhead, L. Formation of vortices from a surface of discontinuity / L. Rosenhead // Proc: Roy. Soc. – 1931. – Series A, Vol. 134. – P. 170–192.
- 2 Белоцерковский, С. М. Отрывное и безотрывное обтекание тонких крыльев идеальной жидкостью / С. М. Белоцерковский, М. И. Ништ. – Москва : Наука, 1978. – 351 с.
- 3 Белоцерковский, С. М. Математическое моделирование плоскопараллельного отрывного обтекания тел / С. М. Белоцерковский, В. Н. Котовский, М. И. Ништ, Р. М. Федоров. – Москва : Наука, 1988. – 232 с.
- 4 Белоцерковский, С. М. Моделирование турбулентных струй и следов на основе метода дискретных вихрей / С. М. Белоцерковский, А. С. Гиневский. – Москва : Физ-мат. лит., 1995. – 367 с.
- 5 Павловец, Г. А. Об одной возможной схеме расчета отрывного обтекания тел / Г. А. Павловец, А. С. Петров // Труды ЦАГИ. – 1974. – Вып. 1571. – 12 с.
- 6 Марчевский, И. К. Об одном подходе к расчету аэродинамических характеристик профиля в идеальной жидкости методом дискретных вихрей / И.К. Марчевский, Г. А. Щеглов // Вестник НТУ «ХПИ». – 2005. – Вып. 4, № 6. – С. 182–191.
- 7 Щеглов, Г. А. Об одной гипотезе вихреобразования для расчета гидродинамической нагрузки, действующей на двухсредний упругий летательный аппарат / Г. А. Щеглов, С. В. Аринчев // Вестник НТУ «ХПИ». Серия: Математическое моделирование. Информационные технологии. Автоматизированные системы управления. – 2003. – № 590. – С. 244–248.
- 8 Косторной, С. Д. Модель течения идеальной жидкости, учитывающая особенности граничных условий реальной жидкости / С. Д. Косторной // Труды XVII международного симпозиума «Метод дискретных особенностей в задачах математической физики», Харьков-Сумы, 2015. – С. 126–129.
- 9 Сеффмен, Ф. Дж. Динамика вихрей / Ф. Дж. Сеффмен. – Москва : Науч. Мир, 2000. – 367.
- 10 Андронов, П. Р. Вихревые методы расчёта нестационарных гидродинамических нагрузок / П. Р. Андронов, С. В. Гувернюк, Г. Я. Дынникова. – Москва : Изд-во Моск. ун-та, 2006. – 184 с.

Bibliography (transliterated)

- Rosenhead, L. (1931), "Formation of vortices from a surface of discontinuity", *Proc: Roy. Soc*, Series A, Vol. 134, pp. 170-192.
- 2 Belotserkovskii, S. M. and Nisht, M. I. (1978), Otryvnoe i bezotryvnoe obtekanie tonkikh krylev idealnoi zhidkostiu [Separated and unseparated flow past around thin wing located in nonviscous fluid], Nauka, Moscow, Russia.
- 3 Belotserkovskii, S. M., Kotovskii, V. N., Nisht, M. I. and Fedorov, R. M. (1988), Matematicheskoe modelirovanie ploskoparallelnogo otryvnogo obtekaniia tel [Mathematical modeling of plane-parallel separated flow around objects], Nauka, Moscow, Russia.
- 4 Belotserkovskii, S. M. and Ginevskii, A. S. (1995), Modelirovanie turbulentnykh strui i sledov na osnove metoda diskretnykh vikhrei [Modeling of turbulent streams and wakes using discrete vortex method], Fiz-

mat. Lit., Moscow, Russia.

- 5 Pavlovets, G. A. and Petrov, A. S. (1974), "Ob odnoi vozmozhnoi skheme rascheta otryvnogo obtekania tel [About one possible computation scheme of separated flow pasted around body]", *Trudy TSAGI*, No. 1571.
- 6 Marchevskiy, I. K. and Shcheglov, G. A. (2005), "Ob odnom podhode k raschetu aerodinamicheskikh kharakteristik profilia v idealnoi zhidkosti metodom diskretnykh vikhrei [About one approach to calculate aerodynamic characteristics of aerofoil in nonviscous fluid using discrete vortex method]", *Vestnik NTU "HPI"*, Vol. 4, No. 6, pp. 182–191.
- 7 Shcheglov, G. A. and Arinchev, S. V. (2003), "Ob odnoi gipoteze vikhreobrazovaniia dlia rascheta gidrodinamicheskoi nagruzki, deistvuiushchei na dvukhsrednyi uprugii letatelnii apparat [About one hypothesis of vortex creation used for evaluation of hydrodynamic load acting on double-medium elastic flying machine]", Vest-

nik NTU "HPI". Seria: Matematicheskoe modelirovanie. Informatsionnye tekhnologii. Avtomatizirovannye sistemy uprevleniia, No. 590, pp. 244–248.

- 8 Kostornoy, S. D. (2015), "Model techeniia idealnoi zhidkosti, uchityvaiushchaia osobennosti granichnykh uslovii realnoi zhidkosti [Nonviscous fluid model which takes into account peculiarities of real fluid boundary conditions]", *Trudy XVII mezhdunarodnogo simpoziuma* "Metod diskretnykh osobennostei v zadachakh matematicheskoi fiziki", Kharkov-Sumy, pp. 126–129.
- 9 Saffman, P. G. (2000), Dinamika vikhrei [Vortex dynamics], Nauchnyi mir, Moscow, Russia.
- 10 Andronov, P. R., Guvernjuk, S. V. and Dynnikova, G. Y. (2006), Vihrevye metody raschjota nestacionarnyh gidrodinamicheskih nagruzok [Vortex methods used for evaluation of transient hydrodynamics loads], Izdatel'stvo Moskovskogo universiteta, Moscow, Russia.

Сведения об авторах (About authors)

Косторной Сергей Дмитриевич – доктор технических наук, профессор, Сумской государственный университет; г. Сумы, Украина; e-mail: kostornoysd@mail.ru.

Sergey Kostornoy – Doctor of Technical Sciences, Professor, Sumy State University; Sumy, Ukraine

Мешкова Наталия Дмитриевна – ПАО «ВНИИАЭН»; г. Сумы, Украина; e-mail: mieshkova.nd@gmail.com, ORCID 0000-0003-4697-5244.

Nataliia Mieshkova - JSC «VNIIAEN», Sumy, Ukraine.

Хатунцев Андрей Юрьевич – кандидат технических наук, ПАО «ВНИИАЭН»; г. Сумы, Украина; e-mail: anxat@ukr.net, ORCID 0000-0002-5292-0154.

Andrey Khatuntsev - Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), JSC «VNIIAEN»; Sumy, Ukraine.

Пожалуйста ссылайтесь на эту статью следующим образом:

Косторной, С. Д. Моделирование развития и отрыва пограничного слоя методом граничных элементов / С. Д. Косторной, Н. Д. Мешкова, А. Ю. Хатунцев // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 92–96. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.14.

Please cite this article as:

Kostornoy, S., Mieshkova, N. and Khatuntsev, A. (2017), "Simulation of the Progress and Separation of the Boundary Layer Using the Method of Boundary Elements", *Bulletin of NTU "KhPI". Series: Power and heat engineering processes and equipment*, No. 8(1230), pp. 92–96, ISSN 2078-774X, doi: 10.20998/2078-774X.2017.08.14.

Будь ласка посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Косторной, С. Д. Моделювання розвитку та відриву граничного шару методом граничних елементів / С. Д. Косторной, Н. Д. Мєшкова, А. Ю. Хатунцев / Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Харків : НТУ «ХПІ», 2017. – № 8(1230). – С. 92–96. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774Х. – doi: 10.20998/2078-774Х.2017.08.14.

АНОТАЦІЯ При розв'язані задач зовнішнього обтікання тіл в безграничному просторі розподіл завихреності вважається фінітним. Область, зайнята тілами, моделюється як рідкий об'єм, на границі якого має місце тангенціальний розрив вектору швидкості. Величина розриву тангенціальної швидкості визначається з інтегрального рівняння, що забезпечує умову непротікання на поверхні тіла. Методом граничних елементів проведено моделювання розвитку та відриву граничного шару на циліндрі та криловому профілі NACA 642-015A, при обтіканні потоком на нескінченності. Розраховано зміну напруги тертя, починаючи з моменту початку руху.

Ключові слова: турбулентний плин, нестаціонарні характеристики, вихровий слід, відрив потоку.

Поступила (received) 03.02.2017

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING PROCESSES AND EQUIPMENT

<i>Solodov V., Shvetsov V., Konev V.</i> Numerical Model of L.P.C. Flow Path With Leak System of Powerful Steam Turbine Unit
<i>Gnesin V. I., Kolodyazhnaya L.V., Rzadkowski R.</i> Influence of the Backpressure on the Aeroelastic Vibrations of the Blade Ring at the Last Stage of Turbine Machine in the 3D Flow of an Ideal Gas
Boiko A., Usaty A. Use Blarc-Curves for Contour Description of the Turbine Profiles
Khomylev S., Riznyk S., Karpenko A. Design of Power Turbine Flow Path of Small Aeroengine
<i>Khalatov A., Panchenko N., Bezliudna M.</i> Augmentation Factors of the Film Cooling Configuration Using Two Rows of Inclined Cylindrical Holes Placed Inside Hemispherical Dimples
<i>Bezrodny M., Prytula N.</i> Optimal Characteristics of Ground Heat Exchangers for the Heat-Pump Heating System
<i>Chernousenko O., Butovsky L., Rindyuk D.</i> Computational Investigation of Thermal Stress-Strain Behavior and Individual Service Life of the Boiler Pipeline
<i>Severin V., Nikulina E., Shevtsov O.</i> Model of steam turbine K-1000-60/1500-2 for Control Processes Research
<i>Shulzhenko N., Iefremov I., Deparma O., Tsybulko V.</i> Vibration Rate Sensor with the Power Equipment Vibration Parameter Control and Analysis Functions
Boguslaev V. A., Zhemaniuk P. D., Morozov V. I., Mitin V. P., Biloshapka S. V. Modernization and Recon- struction of Power Installation
<i>Martynyak-Andrushko M., Mysak J., Gumnitsky Ja.</i> Heat Exchange with the Surfaces of Envelope Structures of Flat and Cylindrical Shapes
<i>Shubenko A., Goloshchapov V., Babenko O.</i> Increasing the Operation Efficiency of Low Pressure Cylinders of Cogeneration Turbines
<i>Lapuzin</i> A., <i>Subotovich V., Yudin Yu., Yudin, A., Temchenko S.</i> Estimating an Efficiency of the High Pressure Discharge Nozzles of Steam Turbines
<i>Kostornoy S., Mieshkova N., Khatuntsev A.</i> Simulation of the Progress and Separation of the Boundary Layer Using the Method of Boundary Elements

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

Збірник наукових праць

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 8(1230) 2017

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко Технічний редактор стар. викл. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 21, НТУ «ХПІ» Кафедра турбінобудування. Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11 e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/

Обл. вид. № 5-17.

Підписано до друку 25.03.2017 р. Формат 60х90¹/₈. Папір офсетний 80 г/м². Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 5,0. Наклад 300. Зам. № . 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