

7'2012



*Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування*

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»**

Збірник наукових праць

Тематичний випуск

«Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування»

7'2012

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Держвидання

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

КООРДИНАЦІЙНА РАДА

Голова

Л.Л. ТОВАЖНЯНСЬКИЙ, д-р техн. наук, проф.

Секретар координаційної ради

К.А. ГОРБУНОВ, канд. техн. наук, доц.

А.П. Марченко, д-р техн. наук, проф.
Є.І. Сокіл, д-р техн. наук, проф.
Е.Е. Олександров, д-р техн. наук, проф.
А.В. Бойко, 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. Дмитрієнко, д-р техн. наук, проф.
І.Ф. Домнін, д-р техн. наук, проф.
В.В. Спіфанов, канд. техн. наук, проф.
Ю.І. Зайцев, канд. техн. наук, проф.
П.А. Качанов, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Клепиков, д-р техн. наук, проф.
С.І. Кондрашев, д-р техн. наук, проф.
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.
В.І. Кравченко, д-р техн. наук, проф.
Г.В. Лісачук, д-р техн. наук, проф.
В.С. Лупіков, 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. Пуляев, д-р техн. наук, проф.
В.Б. Самородов, д-р техн. наук, проф.
Г.М. Сучков, д-р техн. наук, проф.
Ю.В. Тимофеев, д-р техн. наук, проф.
Н.А. Ткачук, д-р техн. наук, проф.

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Відповідальний редактор

А.В. Бойко, д-р техн. наук, проф.

Відповідальний секретар

Ю.О. Юдін, канд. техн. наук, проф.

Е.Г. Братута, д-р техн. наук, проф.
В.І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.
О.В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.
Г.Є. Канівець, д-р техн. наук, проф.
В.М. Кошельник, д-р техн. наук, проф.
Б.О. Левченко, д-р техн. наук, проф.
З.Я. Лур'є, д-р техн. наук, проф.
Ю.М. Мацевитий, д-р техн. наук, проф.,
дійсний чл. АН України
В.Г. Павловський, д-р техн. наук, проф.
О.В. Потетенко, канд. техн. наук, проф.
М.О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.
О.І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.
В.С. Фокін, д-р техн. наук, проф.
М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.
О.Л. Шубенко, д-р техн. наук, чл.-корр. НАНУ

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ

61002, Харків, вул. Фрунзе, 21
НТУ «ХПІ», кафедра турбінобудування

Тел.: (0572) 707-63-11
E-mail: aboiko@kpi.kharkov.ua

Харків 2012

УДК 621 : 165

Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 7. – 196 с.

У збірнику представлено теоретичні та практичні результати наукових досліджень та розробок, що виконані викладачами вищої школи, аспірантами, студентами, науковими співробітниками, спеціалістами різних організацій та підприємств.

Для наукових співробітників, викладачів, аспірантів, спеціалістів.

В сборнике представлены теоретические и практические результаты научных исследований разработок, которые выполнены преподавателями высшей школы, аспирантами, студентами, научными сотрудниками, специалистами различных организаций и предприятий.

Для научных работников, преподавателей, аспирантов, специалистов.

Друкується за рішенням Вченої ради НТУ «ХПІ»

Протокол № 3 від 02.03.2012 р.

© НТУ «ХПІ», 2012

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування**

Швецов В.Л., Кожешкурт И.И., Дроздов Р.А.

ТУРБИНЫ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ 540...600 МВт
ДЛЯ БЛОКОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ
ПОСТАВЛЯЕМЫЕ ОАО «ТУРБОАТОМ» ВЗАМЕН
ОТРАБОТАВШИХ СВОЙ РЕСУРС ТУРБИН К-500-240-2 6

Ершов С.В., Козырец Д.А.

РАЗВИТИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ТРЕХМЕРНЫХ ОТРЫВНЫХ ТЕЧЕНИЙ
В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА 16

Бойко А.В., Бурлака М.В., Максютя Д.И.

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ УДАРА НА РАБОЧУЮ ЛОПАТКУ
ПРИ РАБОТЕ В СТУПЕНИ 24

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

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ СИЛЫ И УПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК
ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ПАРЦИАЛЬНОМ ПОДВОДЕ 29

Русанов А.В., Косьянова А.И.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОВОРОТНЫХ ЛОПАТОК
НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО И РАДИАЛЬНО-
ОСЕВОГО ТИПОВ ЦВД ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ
ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5 39

Бойко А.В., Говорущенко Ю.Н., Усатый А.П., Авдеева Е.П.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ МЕЖВЕНЦОВОГО ЗАЗОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ
РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ НА ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ 49

Лапузин А.В., Лим Чан Сан, Субботович В.П., Юдин Ю.А., Юдин А.Ю.

ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА ПОТОКА ИЗ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ И РЕЖИМА
РАБОТЫ ТУРБИНЫ НА ПОТЕРИ ОТ УТЕЧКИ ЧЕРЕЗ РАДИАЛЬНЫЙ ЗАЗОР 54

Маравилла Эррера К., Елифанов С.В.

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ КОЭФФИЦИЕНТОВ
ТЕПЛООТДАЧИ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАТКИ С УЧЕТОМ
ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ 60

Кононыхин Е.А.

ПРИМЕНЕНИЕ МОНОВАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ «ВСУ-ГЕНЕРАТОР» В
КАЧЕСТВЕ ЗАМЕНЫ КЛАССИЧЕСКИМ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ СИЛОВЫМ
УСТАНОВКАМ ДЛЯ «ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО САМОЛЕТА» 67

Швецов В.Л., Губский А.Н., Пальков И.А., Пальков С.А. ПРОЧНОСТЬ ВЫСОКОНАПРЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ.....	70
Шубенко А.Л., Ковальский А.Э. КАПЛЕУДАРНАЯ ЭРОЗИЯ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И МЕТОДЫ ЗАЩИТЫ.....	76
Тарелин А.А., Сурду Н.В., Нечаев А.В. ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ КАПЛЕУДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН.....	88
Скляр В.П., Ковалев А.С. РАЗРАБОТКА ФИЗИЧЕСКИХ ПРИНЦИПОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ ГЕТЕРОГЕННЫХ ЗАРДЫШЕЙ КОНДЕНСАЦИИ В РАСШИРЯЮЩЕМСЯ В ДВУХФАЗНОЙ ОБЛАСТИ ПАРЕ	97
Черноусенко О.Ю. ОЦЕНКА ПОВРЕЖДЕННОСТИ И ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КОРПУСОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-800-240 СЛАВЯНСКОЙ ТЭС	104
Шубенко А.Л., Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., Бояршинов А.Ю. О ВЛИЯНИИ УГЛА СКОСА ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЦОВ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЛОПАТОК ТУРБИН НА ХАРАКТЕР ИХ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ	112
Кобцев О.М., Панов В.В., Пугачева Т.Н. ПРИМЕНЕНИЕ ТУРБОПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА НА ЭНЕРГООБЛОКАХ 150–200 МВт ТЭС.....	117
Ганжа А.Н., Марченко Н.А. УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТАЦИОНАРНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ВЫБОРОМ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕГЕНЕРАТОРА-ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ	124
Харлампици Д.Х., Братута Э.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г. ЭКОЛОГО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПЕРЕВОДА ДЕЙСТВУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ НА СОВРЕМЕННЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ.....	129
Аврамов К.В., Борисюк А.В. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ОБЛАСТИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ РОТОРОВ.....	135
Гапон Г.А. ВЛИЯНИЕ СЖИМАЕМОСТИ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ НА ТЕЧЕНИЕ В КАНАЛАХ С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХОДОМ	144

Потетенко О.В., Дранковский В.Э., Гришин А.М., Крупа Е.С., Гулахмадов А.А. АНАЛИЗ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИНАХ ОБУСЛОВЛЕННЫХ ХАРАКТЕРНЫМИ ОСОБЕННОСТЯМИ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ.....	151
Коваль А.А., Коваль Е.С., Салыга Т.С., Фатеев А.Н., Корень Е.А. К ВОПРОСУ ДИАГНОСТИКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ	160
Минко А.Н., Кузьмин В.В., Шевченко В.В. ОЦЕНКА ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ МАССОГАБАРИТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С УРОВНЕМ ТРУДОЕМКОСТИ ИХ ПРОИЗВОДСТВА	165
Кошельнік О.В., Чорна Н.А. РОЗРОБКА ТА АНАЛІЗ СХЕМ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВОДНЕВИХ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ УСТАНОВОК	170
Малая Ю.А., Губин А.И. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛАЗЕРНОГО НАГРЕВА ТЕЛ С ПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ НЕЛИНЕЙНОГО ГИПЕРБОЛИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ	174
Полушкин К.А. К ВОПРОСУ СИНТЕЗА СХЕМ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ	181
Кошельник В.М., Шульгін Ю.В., Глинько О.І. ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ТЕРМООБРОБКИ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ РІЗНИХ ВИДІВ ЕНЕРГОНОСІЇВ	185
Баранов В.Ю., Асташов Р.Н. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕРМОХИМИЧЕСКОГО РЕАКТОРА КОНВЕРСИИ МЕТАНОЛА	189

УДК 621.165

В.Л. ШВЕЦОВ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков;
И.И. КОЖЕШКУРТ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков;
Р.А. ДРОЗДОВ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков

**ТУРБИНЫ НОВОГО ПОКОЛЕНИЯ МОЩНОСТЬЮ 540...600 МВт
ДЛЯ БЛОКОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СТАНЦИЙ
ПОСТАВЛЯЕМЫЕ ОАО «ТУРБОАТОМ» ВЗАМЕН ОТРАБОТАВШИХ
СВОЙ РЕСУРС ТУРБИН К-500-240-2**

Внедрение паровых турбин нового поколения К-540-23,5 и К-600-23,5, проекты которых выполнены с использованием конструктивных решений и накопленного опыта эксплуатации турбин для замены отработавших свой ресурс турбин К-500-240 на тепловых станциях.

Впровадження парових турбін нового покоління К-540-23,5 и К-600-23,5, проекти яких виповнені з використанням конструктивних рішень та накопиченого досвіду експлуатації турбін для заміни відпріцювавших свій ресурс турбін К-500-240 на теплових станціях.

Implementation of new-generation steam turbines K-540-23.5 and K-600-23.5 which projects are executed using design solutions and accumulated experience of turbine operation for replacement of turbines K-500-240 which have worked off their service life at thermal power plants.

ОАО «Турбоатом» в настоящее время находится на передовых позициях разработчика турбин для тепловых и атомных электрических станций. В последнее время большое внимание уделяет разработкам турбин нового поколения на сверхкритические параметры пара 23,5 МПа, 540/540 °С типа К-320-23,5 [1, 2], К-310-23,5 [1, 2], К-325-23,5 [3], на параметры пара 23,5 МПа, 565/565 °С типа К-330-23,5, К-600-23,5 [3], на параметры пара 12,8 МПа, 540/540 °С типа К-175-12,8 [4], цилиндров высокого, среднего и низкого давления для модернизации турбины К-200-130 ЛМЗ [3, 4], с возможностью установки их в ячейку фундамента существующих турбин, длительное время эксплуатируемых на станциях.

Техническое перевооружение действующих ТЭС, в настоящее время становится наиболее важным направлением повышения технического уровня электроэнергетики, эффективности и надежности энергоснабжения. Актуальность такой проблемы определена тем, что срок эксплуатации оборудования большинства ТЭС достиг предельного ресурса работы. Восстановление работоспособности работающего длительное время оборудования с одновременной его модернизацией является основным направлением технического перевооружения действующих электростанций.

В настоящее время в эксплуатации на электростанциях России, Казахстана находится 10 турбоустановок К-500-240 ХТГЗ двух модификаций, первые образцы которых эксплуатируются с начала 60-х годов и при расчетном ресурсе 100 тыс. часов имеют наработку более 200 тыс. часов.

Для поддержания турбин в работоспособном состоянии требуется замена высокотемпературных узлов, таких как: цилиндры высокого и среднего давления, блоки стопорных и регулирующих клапанов высокого давления, блоки клапанов промперегрева, главные паропроводы и трубопроводы горячего промперегрева с арматурой, перепускные трубопроводы высокого давления и горячего промперегрева, а также соответствующая арматура. Кроме того, необходимо выполнить замену элементов проточных частей ЦНД и конденсатора. Так как заменяемые сборочные

єдиниці проектувались околи 50 лет назад, то признано целесобразным проектировать их с учетом современных требований энергетики, достижений турбостроения и опыта длительной эксплуатации серийных турбин.

Проекты паровых турбин нового поколения К-540-23,5 и К-600-23,5 выполнены с использованием конструктивных решений и накопленного опыта эксплуатации турбин К-500-240, а также передовых проектно-конструкторских решений реализованных ОАО «Турбоатом» в современных турбинах сверхкритических параметров, в частности, в турбинах типа К-325-23,5, которые успешно эксплуатируются на ТЭС Украины, России и Казахстана взамен турбин К-300-240.

Турбины паровые конденсационные без регулируемых отборов пара на регенерацию и собственные нужды энергоблока, с однократным промежуточным перегревом пара, номинальной мощностью 500–600 МВт, с частотой вращения 50 с⁻¹ (3000 об/мин), предназначены для непосредственного привода генератора переменного тока, монтируемого на общем фундаменте с турбиной.

В табл. 1 приведены основные технические характеристики турбин.

Таблица 1

Основные характеристики турбин

Наименование	К-540-23,5	К-600-23,5
1 Номинальная частота вращения, с ⁻¹ (об/мин)	50 (3000)	
2 Тип парораспределения	сопловое	
3 Конструктивная схема турбины	ЦВД+ЦСД+2ЦНД	
4 Количество ступеней:		
– ЦВД	10	
– ЦСД	11	
– ЦНД	2 × 2 × 5	
5 Количество регенеративных отборов	9	
6 Структурная формула системы регенерации	3ПВД + Д + 5ПНД	
7 Площадь выхлопа ЦНД:		
– одного выхлопа, м ²	8,19	
– суммарная, м ²	32,76	
8 Длина активной части рабочей лопатки последней ступени ЦНД при среднем диаметре 2530 мм, мм	1030	
9 Габариты турбины (без конденсатора):		
– длина турбины без генератора, м	30,100	
– ширина (по балкону ЦНД), м	8,67	
– высота (от отметки обслуживания), м	4,99	
10 Общая расчетная масса турбины (без конденсатора), т	1037	
11 Расчетная масса наиболее тяжелой сборочной единицы		
– для монтажа - нижняя половина ЦНД, т	85	
12 Срок службы, лет	40	
13 Ресурс деталей и сборочных единиц, работающих при температуре свыше 450 °С, ч	200 000	
14 Опорные подшипники:		
№ 1...№ 3	сегментные	
№ 4...№ 8	втулочные	
15 Частота вращения ВПУ, с ⁻¹ (об/мин)	0,0024 (1/7)	

Основные параметры турбин приведены в табл. 2.

Таблица 2

Основные параметры турбин

Наименование	К-540-23,5	К-600-23,5
1 Электрическая мощность на зажимах генератора, МВт	537,7	594,9
2 Номинальные параметры свежего пара перед стопорным клапаном турбины: – давление, МПа (кгс/см ²) абс. – температура, °С	23,5 (240) 540	565
3 Массовый расход свежего пара, т/ч	1590	1650
4 Потеря давления в тракте промежуточного перегрева (от выхлопа ЦВД до клапанов промежуточного перегрева), %	10,0	
5 Номинальные параметры вторично перегретого пара перед клапанами ЦСД: – давление, МПа (кгс/см ²) абс. – температура, °С	3,716 (37,89) 540	4,412 (44,99) 565,0
6 Номинальная температура питательной воды, °С	266,7	260,0
7 Расчетная температура охлаждающей воды, °С	12,0	
8 Максимальная температура охлаждающей воды, при которой обеспечивается надежная работа турбины (со снижением мощности), °С	33,0	
9 Массовый расход добавка химически обессоленной воды в цикл (в конденсаторы турбины): – номинальный, т/ч – максимально длительный, т/ч – аварийный кратковременный, т/ч	31,80 – 477,0	33,0 75,0 495,0

Представленные турбины предназначены для установки на вновь строящихся энергоблоках электростанций, а также для обновления и модернизации парка турбин типа К-500-240-2 производства ОАО «Турбоатом», отработавших свой ресурс на действующих электростанциях, в том числе для замены турбин Экибастузской ГРЭС-1, Казахстан.

Конструктивная схема и принципиальные решения, принятые для ряда сборочных единиц турбин К-540-23,5 и К-600-23,5, во многом идентичны, при описании конструкции турбин и их тепловых схем ссылка на модификацию турбины будет ниже указываться только при существенных отличиях. На рис. 1 представлен продольный разрез турбин.

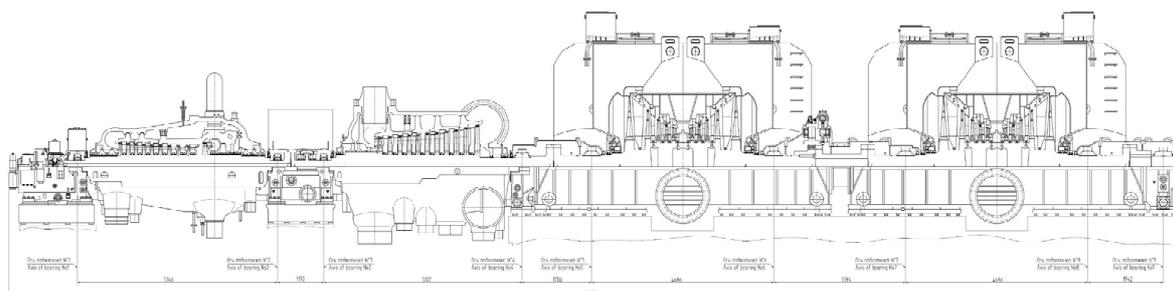


Рис. 1. Продольный разрез турбин 540–600 МВт

Турбины предназначены для работы в энергоблоке с прямоточным котлом на сверхкритические параметры пара и привода генератора переменного тока.

Свежий пар через два блока клапанов, установленные по обе стороны цилиндра высокого давления (ЦВД), поступает в сопловые коробки. Каждый из блоков, состоит из стопорного и четырех регулирующих клапанов.

Пройдя одновенечную регулируемую ступень и девять ступеней давления, размещенных во внутреннем корпусе и обоймах ЦВД, пар поступает на промежуточный перегрев (ПП). После этого, пройдя через два клапана промежуточного перегрева, пар поступает в цилиндр среднего давления (ЦСД) турбины. Из ЦСД по четырем ресиверам в цилиндры низкого давления (ЦНД). Выхлоп пара из каждого ЦНД осуществляется в отдельные двухходовые конденсаторы. Конденсатор снабжен устройствами для дросселирования и охлаждения пара, поступающего из котла при пусковых и аварийных остановах блока. Подвод и слив охлаждающей воды производится через патрубки, расположенные снизу крышек водяных камер конденсатора.

Корпус конденсатора – цельносварной.

Роторы ЦВД и ЦСД цельнокованные, ЦНД – сварнокованные. Соединение роторов осуществляется жесткими муфтами.

В цилиндре высокого давления помещено 10 ступеней – одновенечная регулирующая ступень и 9 ступеней давления. Парораспределение турбины сопловое. Сопловые коробки соединены с внутренним корпусом посредством сварки.

В целях уменьшения паровой нагрузки на корпус, фланцы и крепеж горизонтального разъема, а также для повышения надежности турбины, цилиндр высокого давления в зоне $240...100 \text{ кгс/см}^2$ выполнен трехстенным (внешний корпус, внутренний корпус и сопловые коробки).

Первые пять ступеней помещены во внутреннем корпусе, остальные – в двух обоймах: в первой обойме – 3 ступени, во второй – 2 ступени.

Из полости между обоймами осуществлен отбор пара на регенерацию – ПВД № 9. С целью уменьшения удлинения роторов и упорного усилия валопровода ЦВД своим паровпуском развернут к паровпуску ЦСД и между ними расположен упорный подшипник.

ЦВД лапами опирается на опору переднего подшипника и на опору среднего подшипника, причем лапы имеются как в верхней, так и в нижней половине внешнего корпуса. Верхние лапы являются несущими (воспринимают всю массу цилиндра). Нижние лапы технологические. Опорные площадки верхних лап расположены по горизонтальному разъему; такая конструкция позволяет сохранить соосность цилиндров во время работы турбины. Нижние лапы служат для установки цилиндра.

В целях разгрузки упорного подшипника от упорного усилия диаметр вала ротора ВД переднего концевого уплотнения высокого давления выполнен $\varnothing 610 \text{ мм}$ (диаметр вала под диафрагменными уплотнениями составляет 565 мм), что позволяет при номинальной работе иметь нагрузку на упорный подшипник порядка $0,5...0,6 \text{ МПа}$.

Внешний корпус ЦВД выполнен из легированной жаропрочной стали и состоит из двух половин. В каждой половине в зоне паровпуска имеются по два прилива, оканчивающиеся паровпускными патрубками, а в конце цилиндра в нижней половине – два патрубка для отвода пара на промперегрев. К паровпускным патрубкам приварены кованые паровпускные втулки, оканчивающиеся кольцевыми пазами. В пазы установлены разрезные кольца типа поршневых колец, предназначенные для

уплотнения протечек пара в зазоры между паровпускной втулкой и паровпускным патрубком внутреннего корпуса. Для предотвращения нагрева опор переднего и среднего подшипников на опорных лапах корпуса установлены экраны, крепящиеся к верхним лапам.

В цилиндре среднего давления помещено 11 ступеней давления. В целях увеличения надежности турбины во время эксплуатации цилиндр среднего давления в зоне 35...17 кгс/см² выполнен двухстенным.

Сопловой аппарат 1 ступени установлен непосредственно в расточку внутреннего корпуса. Первые 4 ступени помещены во внутреннем корпусе, остальные – в 3-х обоймах диафрагм: в первой и третьей обоймах – по две ступени, во второй обойме – три ступени. Из полостей между обоймами и внешним корпусом осуществлены отборы пара на регенерацию.

На ЦСД в плоскости паровпуска в нижней половине по бокам установлены два стопорно-регулирующих клапана промперегрева. Установка клапанов на турбине производится непосредственно на монтаже. Вес клапанов воспринимается специальными пружинными подвесками.

ЦСД лапами опирается на опору средних подшипников и отъёмную опору выхлопного патрубка ЦНД-І. Конструкция лап идентична конструкции лап ЦВД. Для фиксации цилиндра с обоих торцов нижней половины имеются шпоночные соединения.

Корпус внешний ЦСД выполнен литым. В верхней и нижней половинах симметрично расположены приливы под пароподводящие патрубки трубопроводов от клапанов промперегрева. Заодно с патрубками выполнены паровпускные втулки с кольцевыми пазами. В пазы вставлены разрезные кольца типа поршневых колец, предназначенные для уплотнения протечек пара в зазоры между паровпускной втулкой и паровпускным патрубком внутреннего цилиндра.

Для уменьшения нагрева наружного корпуса свежим паром в зазоре между паровпускной втулкой и патрубком установлены экраны, состоящие из трёх кольцевых кожухов, между которыми имеется зазор; экран крепится к паровпускной втулке при помощи цилиндрических штифтов.

Часть низкого давления турбин состоит из двух цилиндров, каждый из которых выполнен двухпоточным – по пять ступеней давления в потоке.

В турбине применяется цилиндр низкого давления с патрубками стержневой конструкции, главными преимуществами которого по сравнению с традиционной сотовой конструкцией является наиболее низкий коэффициент потерь выхлопного патрубка и сравнительно низкая удельная металлоемкость.

Корпус ЦНД выполнен двухстенным. Он состоит из внешнего корпуса и внутренней обоймы, в которой размещается двухпоточная проточная часть. Внешний корпус ЦНД сварен из листовой углеродистой стали. Верхняя половина наружного корпуса выполнена одностенной. Верхняя и нижняя половины корпуса ЦНД имеют вертикальный разъем и соединяются между собой с помощью крепежа. В корпусе ЦНД осуществлена конструкция со встроенными опорами подшипников, которые по своим статическим и динамическим характеристикам мало зависят от соответствующих характеристик железобетонного фундамента, а также позволяют производить их динамическую отстройку. Необходимая жесткость опор подшипников, прочность стенок корпуса, воспринимающих атмосферное давление, обеспечивается силовой системой, представляющей собой набор конусных оболочек, стержней и ребер. Для организации потока в выхлопном патрубке и уменьшения потерь с выходной

скоростью в верхнюю и нижнюю половины корпуса ЦНД вварены направляющие листы, образующие вместе с корпусом силового набора осерадиальный диффузор.

К верхним половинам корпусов ЦНД болтами крепятся съемные верхние половины корпусов концевых уплотнений (КУ). Подвод пара на концевые уплотнения и отсос паровоздушной смеси из камер корпусов концевых уплотнений производится по трубам к нижним половинам корпусов КУ, вваренных в картер. Такая конструкция обеспечивает доступ к полукольцам концевых уплотнений без снятия верхних половин ЦНД.

Для обеспечения надежной работы первых ступеней РСД предусмотрено охлаждение 1–2 ступеней РСД.

Охлаждающий пар берется из межкорпусного пространства ЦВД через отводы пара из нижней половины корпуса ЦВД на обогрев фланцев и шпилек ЦВД до арматуры на этих линиях, чтобы охлаждение осуществлялось на всех режимах работы турбины.

Охлаждающий пар подводится через нижнюю половину корпуса ЦСД в камеру уплотнений во внутреннем корпусе ЦСД из которой поступает к первым ступеням РСД, а часть течет в сторону камеры уплотнений, соединенной с межкорпусным пространством ЦСД, через которое течет в проточную часть за 4-ю ступень ЦСД.

Турбины снабжаются современными системами, не уступающими зарубежным аналогам.

Система маслоснабжения турбоагрегата централизованная с демпферным баком, обеспечивает маслом при температуре 40...45 °С подшипники турбины, генератора, ПЭНа и ТПНа, систему уплотнения вала генератора, систему гидростатического подъема роторов.

В турбине предусмотрена система гидростатического подъема роторов предназначенная для снижения момента страгивания валопровода турбоагрегата при включении валоповоротного устройства (ВПУ) и уменьшения износа вкладышей опорных подшипников турбоагрегата при вращении ротора на малых оборотах.

На турбине устанавливается электрогидравлическая система регулирования (ЭГСР) в составе: гидравлическая часть (ГЧ) и электронная часть (ЭЧСР). ЭЧСР производства специализированного предприятия в свою очередь состоит из программно-технического комплекса системы регулирования турбины (ПТК СРТ), датчиков с преобразователями, электромеханических преобразователей (ЭМП) и кабельных связей.

Преимуществами ЭГСР являются: малая нечувствительность ($\pm 0,04\%$), высокая точность позиционирования узлов парораспределения, возможность изменения неравномерности оператором во время эксплуатации турбины без ее останова. Внедрение ЭГСР позволяет отказаться от импеллера и гидравлического регулятора скорости.

Автоматическая система контроля вибрации и механических величин турбины (далее по тексту – АСКВ), которая обеспечивается аппаратурой АСКВ и представляет собой стационарную, непрерывно функционирующую во всех режимах эксплуатации современную микропроцессорную систему.

Система автоматической защиты поставляемых турбин реализуется на средствах автоматической системы управления технологическими процессами (АСУ ТП) энергоблока. Электронная часть системы защиты турбины выполнена на современных микропроцессорных средствах, как отказоустойчивая система противоаварийной защиты, с резервированием всех компонентов.

АСУ ТП являясь основной подсистемой контроля и управления, выполняет задачу интеграции всех подсистем в единую систему.

Система управления вспомогательным оборудованием реализована в АСУ ТП энергоблока.

Турбины комплектуются конденсационным устройством, состоящим из двух конденсаторов, по одному на каждый ЦНД турбины.

Конденсаторы поверхностного типа, регенеративные, подвального исполнения, поперечно расположены относительно оси турбины, предназначены для конденсации отработавшего пара из турбины. Конденсаторы выполнены двухходовыми, однопоточными по охлаждающей воде.

Принципиальная тепловая схема турбоустановок принята с традиционной структурой оборудования, как в энергоблоках с турбинами К-500-240-2 производства ОАО «Турбоатом».

На рис. 2 представлена принципиальная тепловая схема турбоустановок.

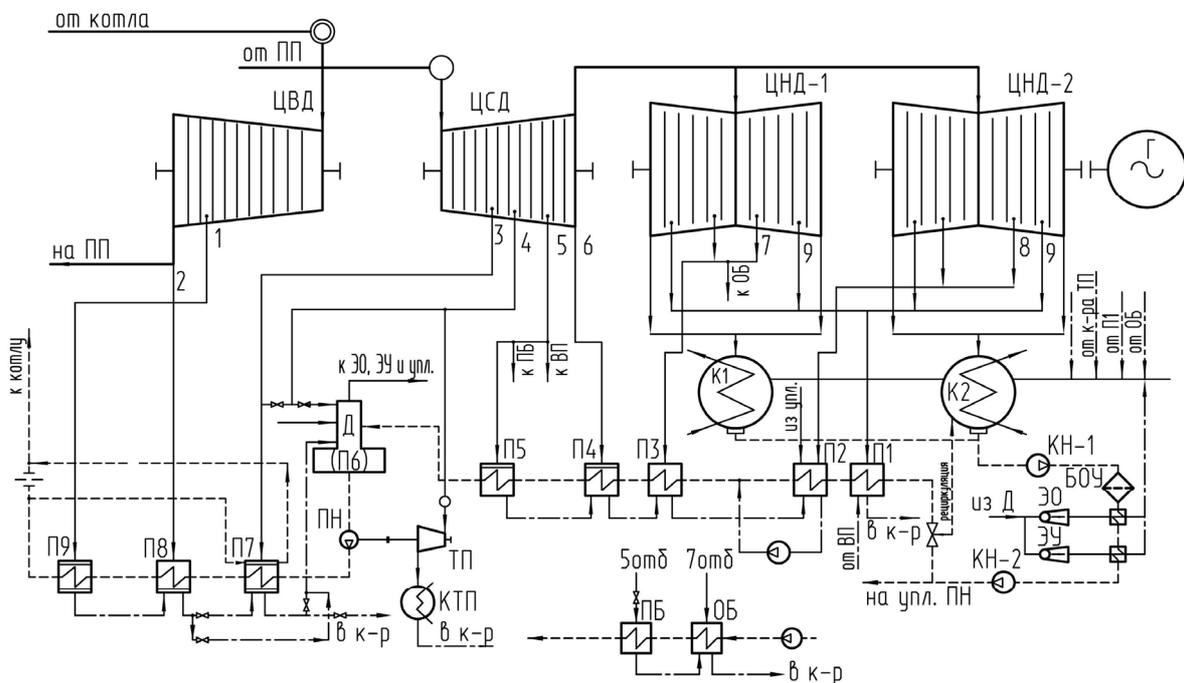


Рис. 2. Принципиальная тепловая схема турбин 540–600 МВт

Регенеративная установка предназначена для подогрева основного конденсата и питательной воды паром, отбираемым из отборов турбины и состоит из подогревателей низкого давления (ПНД) – ПНД № 1, № 2, № 3, № 4 и № 5, деаэратора (П6) и подогревателей высокого давления (ПВД) – ПВД № 7, № 8 и № 9.

Подогреватели низкого давления поверхностного типа, вертикальные с верхним расположением водяной камеры.

Подогреватели высокого давления поверхностного типа включены по односторонней схеме.

Теплофикационная установка предназначена для обеспечения нужд теплофикации горячей водой при температуре до 130 °С.

Производительность установки 104,7 ГДж/ч (25 Гкал/ч) при температурном графике сетевой воды 130/70 °С обеспечивается работой двух подогревателей сетевой воды – основного и пикового.

Основной отличительной особенностью турбин К-540-23,5 и К-600-23,5, является применение для последней при изготовлении корпусов цилиндров и высокотемпературных узлов, таких как внутренние корпуса ВД, СД, корпуса клапанов ВД, СД, и сопловые коробки ВД из специальной легированной жаропрочной стали 15Х1М1Ф-Л (МИ 255-59/А).

Технические решения, обеспечивающие высокую экономичность и надежность турбин К-540-23,5 и К-600-23,5.

Сохранена конструктивная схема турбины К-500-240: ЦВД+ЦСД+2ЦНД.

Проточные части ЦВД, ЦСД и ЦНД имеют соответственно 10, 11, 2×2×5 ступеней

Роторы ВД, СД изготавливаются цельноковаными из высокопрочной легированной стали 20ХЗМВФА, которая применяется для всех цельнокованных роторов турбин для ТЭС производства ОАО «Турбоатом». Из нее изготовлено несколько сотен эксплуатируемых безаварийных роторов.

Ротор НД – сварнокованный из высокопрочной стали марки 25Х2НМФА. Сварнокованный ротор НД апробирован более чем на 500 турбинах, в т.ч. на турбинах К-325-23,5, К-330-23,5, К-310-23,5, К-500-240. Подтверждена его надежная работа совместно с проточной частью цилиндра.

Предлагаемая проточная часть низкого давления с модернизированными рабочими и направляющими лопатками с высокоэффективными профилями, обладающими повышенным КПД и минимальными потерями, базируется на технических решениях, прошедших проверку в турбинах К-220-44 АЭС «Ловииса» (Финляндия) и АЭС «Пакш» (Венгрия), К-325-23,5 на Змиевской ТЭС (Украина), Новочеркасской ГРЭС (Россия), ТЭС Аксу (Казахстан) и др.

Применена апробированная высокоэкономичная рабочая лопатка последней ступени длиной 1030 мм с цельнофрезерованным бандажом и ресурсом работы не менее 120 тыс. часов в условиях (8–12) % влажности на различных типах турбин, как для ТЭС (включая блоки 500 МВт Экибастузской ГРЭС-1), так и для АЭС, обеспечивающая надежную работу в широком диапазоне эксплуатации.

На всех ступенях применено многорядное осерадиальное уплотнение, на всех рабочих лопатках ступеней турбины в цилиндрах ВД, СД и НД за исключением 2-х последних ступеней НД применены цельнофрезерованные полочные бандажи с дополнительными вставками (типа «ласточкин хвост») для обеспечения надежного вибросостояния лопаточного аппарата с исключением трубчатых бандажных связей.

Использованы хвостовые соединения рабочих лопаток ВД, СД и первых ступеней НД двух и трехпорной грибовидной конструкции с верхней посадкой (типа «наездник»), позволяющие выполнять контроль металла хвостов на отсутствие трещин на роторе.

Применены хвостовые соединения двух последних ступеней «елочного» типа с фиксацией на дисках при помощи плоских стопоров, что позволило уменьшить трудоемкость работ при сборке и переоблапачивании.

Для рабочих лопаток двух последних ступеней (4 и 5) ЦНД, работающих во влажном паре, применена защита входных кромок, методом электроискрового напыления сплавом Т15К6, повышающая надежность ступени.

Улучшены условия скольжения опор подшипников № 1 и № 2 по фундаментным рамам за счет установки в нижней половине, на стыках корпусов с опорами специальных шпонок «тяги-толкай» и съемных металлофторопластовых прокладок,

что исключает возможность появления перекосов при расширениях цилиндров и опор. Апробировано на турбинах К-1000-60/1500, К-100-130, К-325-23,5, К-330-23,5.

Применена апробированная двухопорная схема опирания ротора ВД на подшипники. В целях повышения виброустойчивости установлены сегментные подшипники № 1, 2, 3. Сочетание сегментных (№ 1, 2 и 3) и втулочных подшипников (остальные) обеспечивает надежное вибростояние турбины. Апробировано на всех турбинах К-325-23,5 производства ОАО «Турбоатом».

В муфтовых соединениях роторов применены призонные болты с цанговыми разрезными втулками, что позволяет улучшить разборку, сборку и повторяемость центровки.

Съемные верхние половины корпусов концевых уплотнений ЦВД и ЦСД обеспечивающие доступ к полукольцам уплотнений без снятия верхних половин цилиндров.

В ЭГСР турбины, используется конденсат, как рабочее тело, которое обеспечивает надежную пожаробезопасную работу агрегата. ЭГСР, сочетающая рабочее тело с электромеханическими преобразователями усилием до 500 кГ, устанавливаемых на отсечных золотниках, апробирована на многих турбинах мощностью 300–325 МВт в России, а также ТЭС Аксу в Казахстане. Переход на ЭГСР без гидравлических регуляторов и линий исключает влияние износов и чувствительность к загрязнениям и отказам. Сохранившиеся гидравлические узлы усовершенствованы с учётом опыта эксплуатации: исключены резиновые сильфоны, углублён гидросифон на переливе из бака, предотвращена возможность перекоса сёдел беззолотниковых выключателей.

ЭГСР с индивидуальным управлением расхода пара в каждую из одинаковых сопловых коробок ВД и клапанами ПП, позволяет изменять порядок подачи пара в коробки и цилиндры в зависимости от теплового состояния, требуемого режима для соплового парораспределения, вибрации и т.д. Влияние порядка открытия клапанов на предотвращение вибрации подтверждено опытом работы многих турбин ОАО «Турбоатом».

Применена конструкция органов парораспределения с использованием:

- сварно-литых корпусов клапанов с высокой технологичностью;
- жаропрочных материалов корпусов клапанов;
- охлаждения штоков клапанов ПП;
- крепления сёдел в корпусах сегментными шпонками;
- запирания утечек вдоль штоков СК ВД;
- силового замыкания, предотвращающее работу штоков РК ВД со знакопеременными усилиями и их поломку;
- клапана промперегрева с блоком сервомоторов;
- беззолотниковой защиты;
- фторопластового уплотнения сервомоторов регулирования и защиты с ресурсом более 10 лет.

Все технические решения апробированы на турбинах мощностью 320–325 МВт, работающих в Китае, Украине, Казахстане (ТЭС Аксу), России (НЧ ГРЭС).

Аварийная система смазки, состоящая из аварийных бачков, расположенных над всеми подшипниками, обеспечивает смазку подшипников турбины во время выбега со срывом вакуума, при аварийном останове без насосов, исключая повреждение проточной части. Данная система апробирована на всех турбинах выпускаемых заводом в течение последних 20 лет.

В кольцах концевых уплотнениях ЦНД применены витые пружины, а в ЦВД и ЦСД внедрены конструкции колец диафрагменных и концевых уплотнений с гидростатическим прижатием к посадочным поверхностям.

Используется унифицированная конструкция ВПУ (валоповоротного устройства), которая применяется на всех выпускаемых заводом турбинах.

Конденсаторы поверхностного типа, подвального исполнения, поперечно расположены относительно оси турбины, выполненные однопоточными, двухходовыми по охлаждающей воде. Каждый конденсатор состоит из корпуса, камер водяных, крышек, переходного патрубка с приемно-сбросными устройствами, конденсатосборников, на пружинных опорах.

Конденсатор «блочно-модульного» исполнения, высокой степенью заводской готовности.

Материалы примененные в конструкции: трубы охлаждающих (сталь марки 03X17H14M3 или ее аналог TP 316L) и наружные (концевые) трубные доски (сталь марки 12X18H10T или 08X18H10T), имеют высокую коррозионную стойкость.

В конструкции конденсаторов использован опыт изготовления оборудования такого типа для турбин различного класса.

Принятые конструкторские и схемные решения в турбоустановках, высокая степень унификации элементов отработанных и освоенных в эксплуатации, позволяют рассчитывать на их высокие технико-экономические показатели, а также способствуют повышению качества их технического обслуживания и ремонтов.

Проектные технико-экономические и эксплуатационные показатели турбоагрегатов К-540-23,5 и К-600-23,5 позволяют их широко использовать на Украине, в России, Казахстане, Белоруссии, Болгарии, Румынии, Китае и других государствах в энергосистемах средней мощности как при оборотной, так и прямоточной системах циркуляционного водоснабжения, а также обеспечивают его высокую конкурентоспособность на внешнем рынке.

Турбины отвечают требованиям стандартов и нормам, действующим в Украине, которые базируются на международных стандартах, а также соответствуют требованиям стандартов Республики Казахстан и Российской Федерации.

Список литературы: 1. *Косяк, Ю.Ф.* Паровые турбины мощностью 310-320 МВт ПОАТ ХТЗ [Текст] / Ю.Ф. Косяк, С.И. Горбачинский, Б.А. Аркадьев, В.П. Сухинин, В.Ю. Иоффе // Теплоэнергетика. – 1989. – № 9. – С. 50-55. 2. *Левченко, Е.В.* Турбины нового поколения НПО «Турбоатом» [Текст] / Е.В. Левченко, В.Н. Галацан, В.П. Сухинин, Б.А. Аркадьев // Теплоэнергетика. – 1993. – № 5. – С. 22-29. 3. *Субботин, В.Г.* Повышение эффективности турбинных установок тепловых электростанций [Текст] / В.Г. Субботин, Е.В. Левченко, В.Л. Швецов, В.Н. Галацан, И.И. Кожешкурт // Теплоэнергетика. – 2009. – № 9. – С. 50-54. 4. *Швецов, В.Л.* Опыт ОАО «Турбоатом» в создании и совершенствовании энергосберегающего оборудования для тепловых и атомных электростанций [Текст] // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2006. – № 5. – С. 6-11.

© Швецов В.Л., Кожешкурт И.И., Дроздов Р.А., 2012
Поступила в редколлегию 14.02.12

УДК 533.6

С.В. ЕРШОВ, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Д.А. КОЗЫРЕЦ, аспирант НТУ «ХПИ»

РАЗВИТИЕ МЕТОДА РАСЧЕТА ТРЕХМЕРНЫХ ОТРЫВНЫХ ТЕЧЕНИЙ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА

Предложено усовершенствование численного метода расчета трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в проточных частях компрессоров. В новом газодинамическом решателе реализованы ограничения реализуемости и выполнено уточнение граничных условий. Это позволило одинаково легко проводить моделирование течений в компрессоре как на рабочей, так и на срывной ветвях характеристики. Представлены численные результаты.

Запропоновано вдосконалення числового методу розрахунку тривимірних течій в'язкого стисливого газу в проточних частинах компресорів. У новому газодинамічному розв'язувачі імплементовані обмеження реалізованості та виконано уточнення граничних умов. Це дозволило однаково легко проводити моделювання течій у компресорі як на робочій, так і на зривній гілках характеристики. Представлені числові результати.

The modification of numerical method for computations of 3D viscous compressible flows through compressors is suggested. Realisability constraints for turbulent Reynolds stresses and modification of exit boundary conditions is implemented in the new CFD solver. It enables numerical simulation of compressor flows at both operating and stall branches of performance curve with equal ease. Numerical results are presented.

Введение

Моделирование трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в многоступенчатых компрессорах является важной задачей современной вычислительной аэродинамики, решение которой позволит улучшить аэродинамическое качество компрессорных проточных частей. Основные трудности решения этой задачи вызваны сложной структурой течения в лопаточных аппаратах компрессоров: большие положительные градиенты давления, массивные отрывные области, интенсивные вторичные течения. При моделировании потока с такими явлениями решающее значение приобретает адекватность численной модели.

В ИПМаш НАНУ разработан программный комплекс *FlowER* [1], который использовался в ряде организаций для расчета пространственных течений в компрессорах. К сожалению, численная модель течения, реализованная в этом комплексе программ, во многих случаях не позволяет рассчитывать течение в многоступенчатых компрессорах, так как сходимость численного решения достигается преимущественно при чрезмерно больших размерах ячеек у стенок $y^+ \gg 1$, что противоречит правилам моделирования турбулентности и приводит к неверному расчету пограничных слоев.

В настоящей работе метод расчета пространственных течений в компрессорах усовершенствован и реализован в рамках нового программного комплекса *F* [2], который является развитием решателя *FlowER*. Проведено численное исследование трехмерного вязкого отрывного течения в многоступенчатом компрессоре. Анализ отрывных течений проводился с помощью идей, изложенных в монографии [3].

1 Модель течения

Рассматривается расчетная область, включающая в себя по одному межлопаточному каналу каждого лопаточного аппарата многоступенчатого компрессора. Турбулентное течение вязкого сжимаемого газа в этой области описывается уравнениями Навье-Стокса, осредненными по Рейнольдсу:

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}_i}{\partial x_i} = 0; \quad \bar{Q} = \begin{pmatrix} \bar{p} \\ \bar{\rho} \tilde{u}_1 \\ \bar{\rho} \tilde{u}_2 \\ \bar{\rho} \tilde{u}_3 \\ \bar{\rho}(\tilde{e} + \hat{k}) \end{pmatrix}; \quad \bar{F}_i = \begin{pmatrix} \bar{\rho} \tilde{u}_i \\ \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_1 + \bar{p} \delta_{i1} - \bar{\tau}_{i1} - \hat{\tau}_{i1} \\ \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_2 + \bar{p} \delta_{i2} - \bar{\tau}_{i2} - \hat{\tau}_{i2} \\ \bar{\rho} \tilde{u}_i \tilde{u}_3 + \bar{p} \delta_{i3} - \bar{\tau}_{i3} - \hat{\tau}_{i3} \\ [\bar{\rho}(\tilde{e} + \hat{k}) + \bar{p}] \tilde{u}_i - \tilde{u}_j (\bar{\tau}_{ij} + \hat{\tau}_{ij}) + \bar{q}_i + \hat{q}_i - \hat{d}_i \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где \bar{Q} – вектор консервативных переменных; \bar{F} – вектор потоков; p, ρ, u_i – давление, плотность и компоненты скорости; e – полная энергия единицы массы; k – кинетическая энергия турбулентности; τ_{ij} – тензор напряжений; q – тепловой поток; d – турбулентная диффузия; t – время; x_i – пространственные координаты. Надчерком и тильдой обозначены величины, полученные в результате осреднения по Рейнольдсу и Фавру соответственно, а «шляпкой» – статистические моменты турбулентных пульсаций.

В решателе F система уравнений (1) записана в криволинейной системе координат, вращающейся с постоянной угловой скоростью.

2 Модель турбулентности k - ω SST

В настоящей работе используется модель турбулентности k - ω SST, предложенная Ментером [4]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho} \hat{k}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\rho} \tilde{u}_j \hat{k} - (\bar{\mu} + \sigma_k \hat{\mu}) \frac{\partial \hat{k}}{\partial x_j} \right] &= P_k - \beta^* \bar{\rho} \hat{\omega} \hat{k}; \\ \frac{\partial \bar{\rho} \hat{\omega}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\bar{\rho} \tilde{u}_j \hat{\omega} - (\bar{\mu} + \sigma_\omega \hat{\mu}) \frac{\partial \hat{\omega}}{\partial x_j} \right] &= \frac{\alpha \bar{p}}{\hat{\mu}} P_k - \beta \bar{\rho} \hat{\omega}^2 + (1 - F_1) \bar{\rho} \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\hat{\omega}} \frac{\partial \hat{k}}{\partial x_j} \frac{\partial \hat{\omega}}{\partial x_j}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\bar{\mu}$ и $\hat{\mu}$ – коэффициент динамической ламинарной и турбулентной вязкости соответственно; $P_k = \bar{\tau}_{ij} S_{ij}$ – производство кинетической энергии турбулентности; F_1 – смешивающая функция Ментера; $\hat{\omega}$ – удельная скорость диссипации; остальные неописанные величины в уравнениях (2) – константы.

Турбулентные напряжения в уравнениях (1) и в формуле для производства турбулентности рассчитываются по гипотезе Буссинеска

$$\hat{\tau}_{ij} = 2\hat{\mu}(\tilde{S}_{ij} - \tilde{S}_{nn}/3) - 2\bar{\rho} \hat{k} \delta_{ij} / 3, \quad (3)$$

где S_{ij} – тензор скоростей деформаций.

Турбулентная вязкость определяется как

$$\hat{\mu} = \frac{\bar{\rho} \hat{k}}{\max(\hat{\omega}, \tilde{S} F_2 / a_1)},$$

где F_2 – смешивающая функция Ментера; a_1 – константа.

Коэффициент турбулентной теплопроводности для расчета турбулентного теплового потока находится из определения турбулентного числа Прандтля по турбулентной вязкости и удельной теплоемкости при постоянном давлении.

Турбулентная диффузия в уравнении энергии (1) моделируется таким же способом, как в уравнениях модели турбулентности (2).

3 Ограничения реализуемости

Серьезным недостатком формулы Буссинеска (3) является то, что она может генерировать физически нереализуемые турбулентные напряжения [5]. В частности, тензор рейнольдсовых напряжений может не удовлетворять неравенству Коши-Буняковского и, кроме того, нормальные рейнольдсовы напряжения могут оказаться положительными. Вклад турбулентных напряжений в уравнения движения (1) значителен и неправильный их расчет может приводить к ошибкам в решении. Так при наличии положительных градиентов давления в потоке модели турбулентности, использующие формулу (3), сталкиваются с трудностями правильного описания отрывных областей. Поэтому в настоящей работе предложено модель турбулентности дополнить ограничениями реализуемости [6], которые обеспечивают выполнение неравенства Коши для тензора турбулентных напряжений и не допускают положительных значений нормальных рейнольдсовых напряжений. Данная модификация, не реализованная в стандартном решателе *FlowER*, имеет принципиальное значение при расчете течений в компрессорах.

4 Граничные условия

Задание граничных условий на выходе расчетной области за последним лопаточным аппаратом компрессора вызывает определенные трудности. При дозвуковой осевой компоненте скорости требуется задать одно граничное условие и наиболее часто для этих целей использовали статическое давление. Однако такое условие не гарантирует существование или единственность решения, а значит и корректность постановки задачи, так как известно, что одному значению статического давления на выходе компрессора может соответствовать как отсутствие решения, так и несколько решений.

В стандартной версии решателя *FlowER* использовалось задание на выходе компрессора инварианта Римана, приходящего на границу извне расчетной области. В пограничном слое инвариант Римана существенно меняется, закон этого изменения определяется решением и заранее неизвестен. Поэтому такое граничное условие будет искажать развитие пограничных слоев на торцевых стенках. В этом смысле большинство расчетов течений в компрессорах, проведенных в работе [7], являются недостаточно точными. Более того, использование в пограничном слое характеристических соотношений (инвариантов), полученных для невязкого потока, весьма сомнительно.

Исходя из этого, в настоящей работе в сечении выхода расчетной области задается распределение по радиусу осевой компоненты скорости, что согласуется с идеями ряда работ в этой области, в частности [8]. Так как значения осевой скорости в пограничном слое на торцевых поверхностях на выходе неизвестны, то необходимо применить специальную процедуру учета пограничного слоя. Рассматривалось задание профиля развитого пограничного слоя по степенному закону $1/7$ и перенос характеристик профиля скорости в выходное сечение из ближайшего поперечного слоя ячеек. Во втором случае решение получалось более устойчивым и точным, особенно, если профиль скорости вблизи выходного сечения характеризовался знакопеременной кривизной. Чтобы избежать сложностей определения вблизи выходной границы толщины пограничного слоя по профилю скорости в настоящей работе для этих целей использовались смешивающие функции модели турбулентности $k-\omega$ SST [4]. Для определения неизвестных величин на границе выхода в ядре потока и во внешней области пограничного слоя использовались соотношения на характеристиках, а во внутренней области пограничного слоя, где вязкие и турбулентные эффекты доминируют, применялась экстраполяция параметров на границу выхода. Разделение

пограничного слоя на внешнюю и внутреннюю части также оценивалось с помощью смешивающих функций Ментера [4].

На входе в расчетную область перед первым лопаточным аппаратом компрессора при дозвуковой осевой скорости потока задаются распределения по радиусу полного давления, полной температуры и двух углов – меридионального и тангенциального, – задающих направление вектора скорости. Для уравнений модели турбулентности на входе фиксируется степень турбулентности потока, по которой рассчитывается кинетическая энергия турбулентности. Удельная скорость диссипации при этом определяется исходя из геометрических масштабов проточной части. Если во входном сечении имеются турбулентные пограничные слои, то в них кинетическая энергия турбулентности и удельная скорость диссипации определяются на основе известных закономерностей для пограничного слоя в соответствии с алгоритмом, предложенным в работе [9]. В стандартной версии решателя *FlowER* изменение турбулентных величин у стенок на входе не учитывалось и это приводило к существенным погрешностям расчета пограничного слоя [10]. Остальные параметры на входе определяются по соотношениям на характеристиках и экстраполяционным формулам, подобно тому, как это сделано на выходе.

На твердых стенках задаются условия прилипания либо тепловой поток через стенку, либо ее температура. Давление рассчитывается исходя из проекции уравнения импульса на сеточное направление. На проницаемых поверхностях, отделяющих текущий межлопаточный канал, от соседних каналов того же лопаточного аппарата (поверхности периодичности) и от каналов соседней решетки (поверхности скольжения), выставляются условия периодичности и скольжения соответственно. В последнем случае осуществляется осреднение параметров течения в окружном направлении и переход из абсолютной системы координат во вращающуюся или наоборот.

5 Численные результаты

Для численного интегрирования систем уравнений (1) и (2) используется неявная разностная схема Годунова второго порядка аппроксимации [11]. Для ускорения сходимости применялся локальный временной шаг.

В качестве объекта исследования рассматривался двухступенчатый компрессор, проточная часть которого упрощенно дана на рис. 1. Стрелкой показан перепуск рабочего тела. На рис. 2 приведена характеристика компрессора, полученная в результате расчетов трехмерного течения, которые проводились от достаточно произвольно заданного начального приближения, при различных значениях осевой скорости потока на выходе. Приведенный расход рассчитывался по формуле:

$$G_{\text{пр}} = G_{\text{вх}} \sqrt{T_{\text{вх}}^* / P_{\text{вх}}^*},$$

где $G_{\text{вх}}$ – расход на входе, $T_{\text{вх}}^*$ и $P_{\text{вх}}^*$ – полная температура и давление на входе.

Правая (рабочая) ветвь характеристики располагается между точками **a** (режим запираания) и **c** (граница устойчивости). Левая (срывная) ветвь характеристики ограничена точками **e** и **g**. Переход с устойчивой ветви на неустойчивую происходит между точками **c** и **e**. Численное решение для режимов на участке характеристики между точками **b** и **d** оказалось существенно нестационарным. В настоящей работе режимы, соответствующие точкам **b** (окрестность максимальной степени повышения полного давления) и **f**, выбраны для анализа в качестве характерных. Необходимо отметить, что при использовании стандартной версии решателя *FlowER* удалось

получить решение только вблизи запираия для режимов, соответствующих точкам 1 и 2.

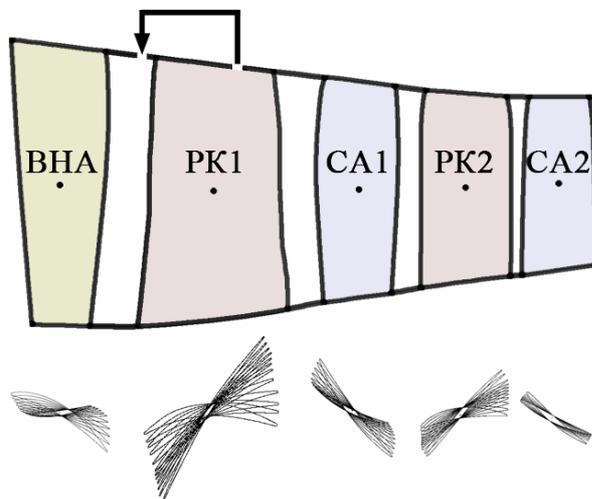


Рис. 1. Проточная часть двухступенчатого компрессора и форма его лопаток: ВНА – входной направляющий аппарат; РК – рабочее колесо; СА – спрямляющий аппарат

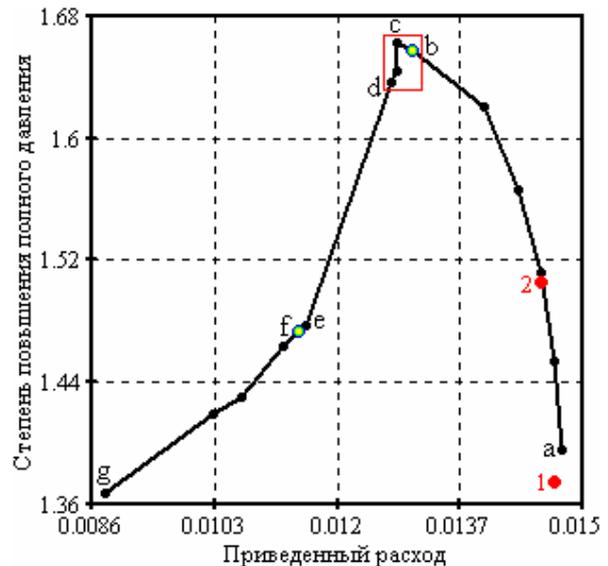


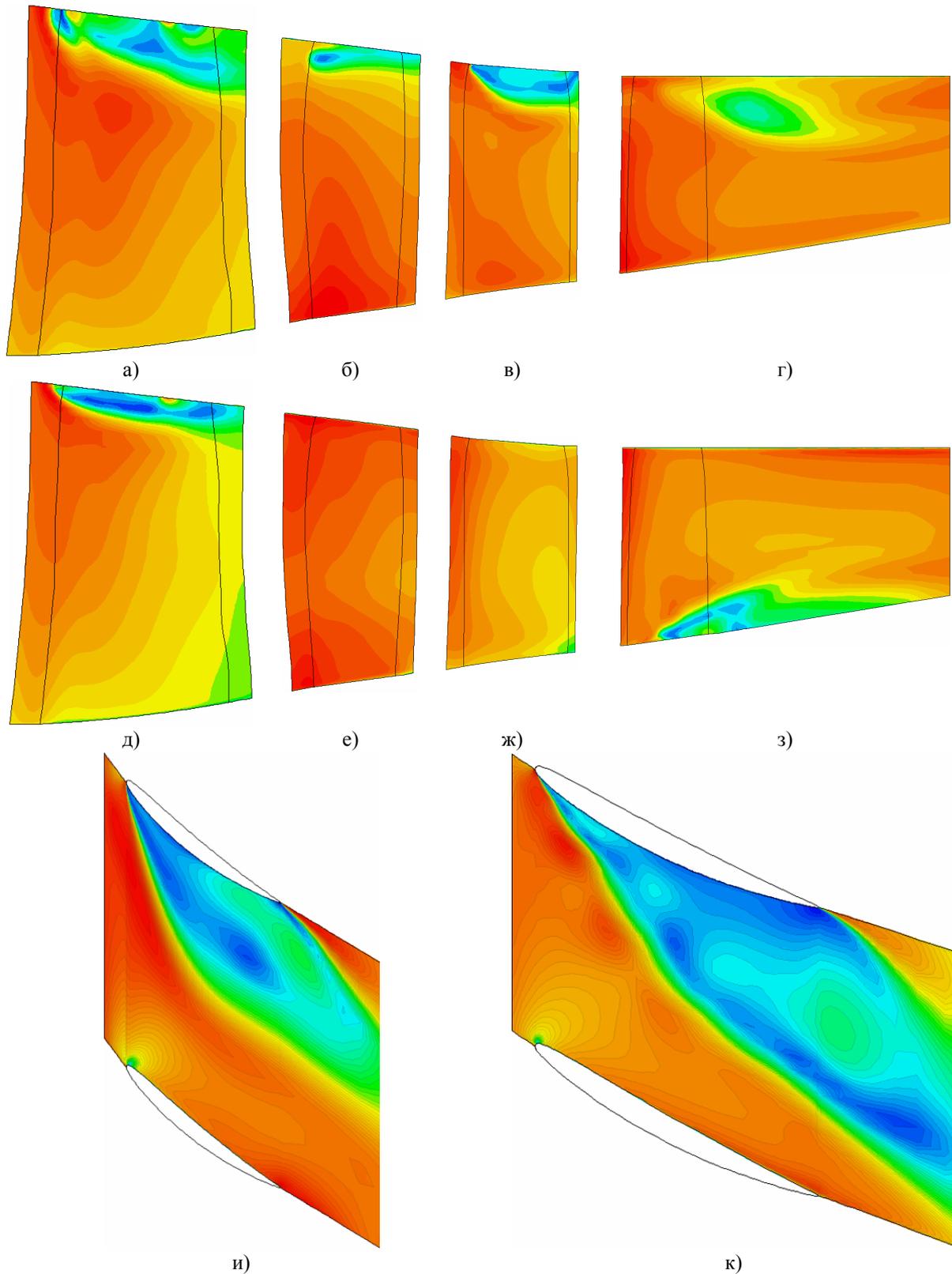
Рис. 2. Зависимость степени повышения давления от приведенного расхода

На рис. 3 представлены изолинии чисел Маха для режимов $f(a-z, u)$ и $b(d-z, \kappa)$ в меридиональных ($a-z$) и тангенциальных (u, κ) сечениях РК1 (a, d), СА1 (b, e), РК2 ($e, ж$), СА2 ($z, z-\kappa$). Меридиональные сечения выбирались приблизительно в середине межлопаточного канала, а тангенциальные для режима $f(u)$ на расстоянии 10 % высоты лопатки от периферийного обвода, а для режима $b(\kappa)$ – на расстоянии 10 % высоты лопатки от корневого обвода. Анализ картины течения показывает, что на режиме f по сравнению с режимом b отрывные зоны в РК1, СА1 и РК2 имеют большие размеры. Отрыв в СА2 на режиме f , как и для всех режимов на левой ветви характеристики, располагается на периферии, в то время как для режима b и на всей правой ветви характеристики – у корня. С ростом расхода по мере приближения к режиму запираия во всех решетках отрывные области уменьшаются, а при уменьшении расхода, наоборот, увеличиваются.

На рис. 4 приведены изолинии давления на поверхности лопатки (B) и на втулочной поверхности (H), а также линии тока в отрывной области в прикорневой области на режиме b . Наблюдаемые в потоке вихри обозначены цифрами 1–7. Так как в прикорневой области наблюдается существенно нерасчетный положительный угол атаки, то образуется большая отрывная зона на стороне разрезания (рис. 3к). В этой области располагаются вихри 1–5, закрученные против часовой стрелки, и вихрь 6, вращающийся по часовой стрелке. Вихри 1–4 возникают на втулочной поверхности на границе зон повышенного и пониженного статического давления и подходят к поверхности разрезания в областях повышенного давления. Отрывная зона замыкается седловой точкой $S2$.

Перед входной кромкой лопатки образуется седловая точка $S1$, из которой выходят линии отрыва, отделяющие область подковообразного вихря 7 от основного потока. Ветви подковообразного вихря не затекают на поверхность разрезания лопатки из-за существования упомянутой выше большой отрывной зоны. Ось вихря расположена достаточно далеко от линии отрыва. Положение седловой точки, оси

подковообразного вихря и его ветвей существенно зависит от режима работы компрессора.



и) к)
Рис. 3. Изолинии чисел Маха в проточной части компрессора

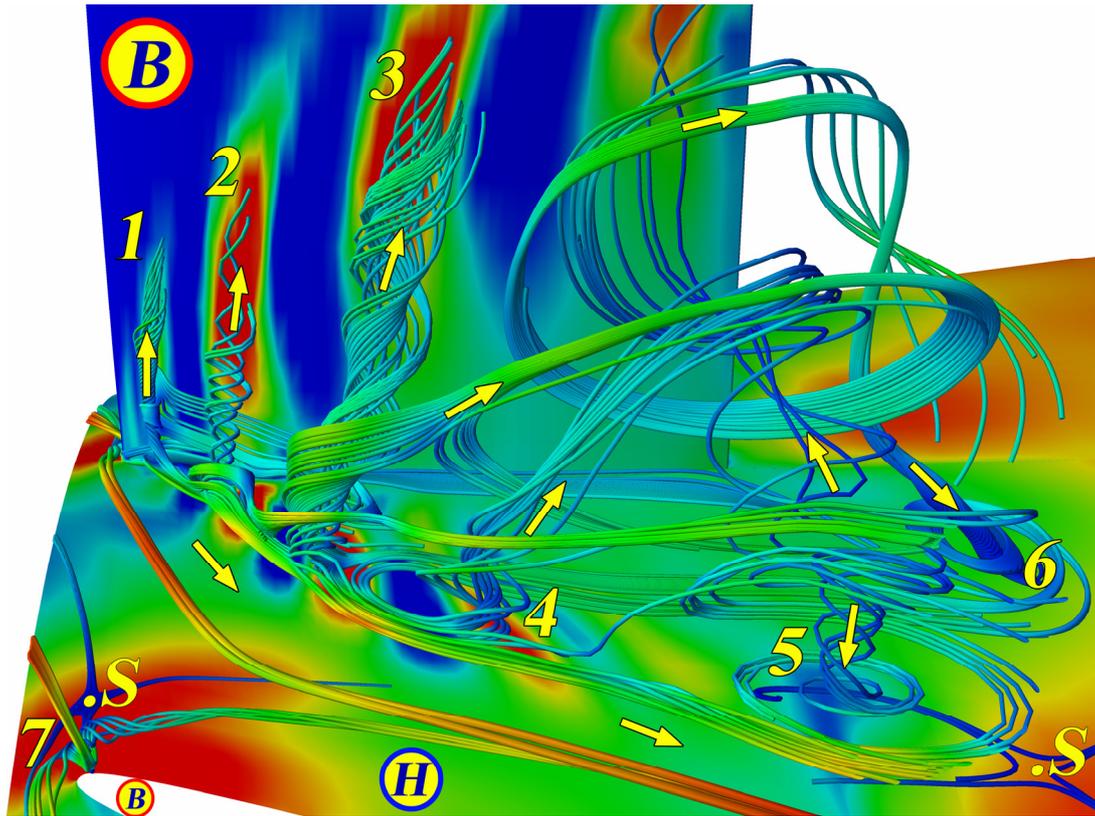


Рис. 4. Вихревая структура течения в СА2, режим *b*

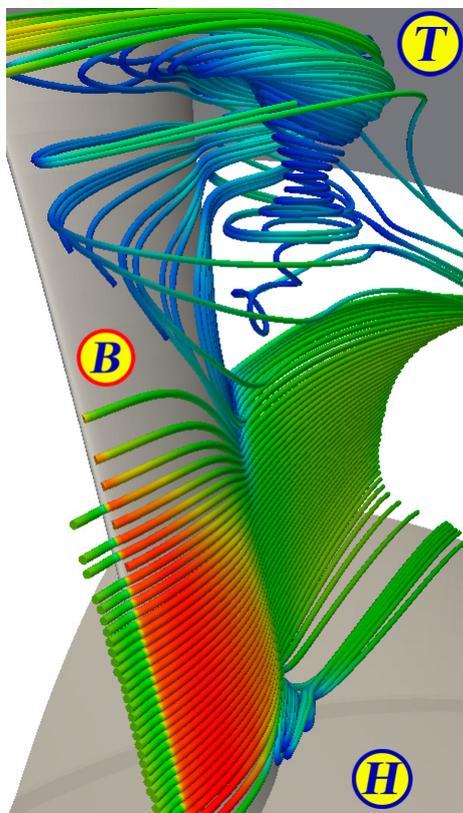


Рис. 5. Линии тока в канале у поверхности разреза СА2, режим *f*

На режиме *f* в канале СА2 наблюдается существенно иная картина течения, что можно увидеть на рис. 5, где показаны линии тока вблизи поверхности разреза лопатки. Здесь буквой *T* обозначен периферийный меридиональный обвод. Отрыв потока на стороне разреза у корня небольшой, в то время как на периферии образовалась большая протяженная зона.

Сравнение вихревой структуры течения на режимах *b* и *f* показывает, что переход с рабочей ветви характеристики на ее срывную ветвь в СА2 сопровождается перемещением отрыва из прикорневой области в периферийную при изменении осевой скорости на выходе компрессора на незначительную величину.

На рис. 5 показаны два основных вихря – у корня на выходной кромке стороны разреза лопатки и на периферии канала СА2. Большой вихрь, образующийся вблизи периферийного обвода, оттесняется основным потоком на сторону разреза лопатки. В области вихревой зоны на периферии наблюдаются, в общей сложности, три источника образования вихрей.

Выводы:

Предлагаемая модификация метода расчета течений в компрессорах при больших положительных градиентах давления, состоящая в учете ограничений реализуемости для турбулентных напряжений и в модификации граничных условий на выходе, позволяет одинаково легко проводить численное моделирование потока, как на рабочей, так и на срывной ветвях характеристики.

Анализ течения в многовенцовом компрессоре показал сложную структуру отрывных течений.

В дальнейшем целесообразно выполнить численное моделирование:

- переходных режимов в компрессорах, вызванных последовательным уменьшением (увеличением) расхода, с целью выявления гистерезисных явлений;
- устойчивости компрессора к возмущениям полного давления на входе.

Данные исследования проводились в работе [12] в постановке течения невязкого газа и, естественно, интересно повторить такие же исследования для вязкого потока. Следует отметить, что такое моделирование следует выполнять в нестационарной постановке (локальный шаг по времени недопустим). Также необходимо провести сопоставление с экспериментальными данными, например, для компрессора работы [13].

Список литературы: 1. *Єршов, С.В.* Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» [Текст] / С.В. Єршов, А.В. Русанов: Свідectво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996. 2. Развитие комплекса программ расчета трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в лопаточных аппаратах турбомашин [Текст] / С.В. Єршов, В.А. Яковлев, А.И. Деревянко, М.Н. Гризун, Д.А. Козырец // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 5. – С. 25-32. – ISSN 2078-774X. 3. *Чжен, П.* Отрывные течения [Текст] / П. Чжен. – М.: Наука. – 1972. – Т.1. – 299 с. 4. *Menter, F.R.* Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications [Text] / F.R. Menter // AIAA J. – 1994. – V. 32, No 8. – P. 1598-1605. 5. *Lumley, J.L.* Computational modeling of Turbulent Flows [Text] / J.L. Lumley // Adv. Appl. Mech. – 1978. – V. 18. – P. 123-176. 6. *Єршов, С.В.* Ограничение реализуемости для модели турбулентности SST $k-\omega$ [Текст] / С.В. Єршов // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 2. – С. 14-23. 7. *Русанов, А.В.* Математичне моделювання нестационарних в'язких просторових течій у проточних частинах турбомашин: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.16 – турбомашини та турбоустановки / Русанов Андрей Викторович; Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. – Х., 2005. – 362 с. 8. *Кампсти Н.* Аэродинамика компрессоров. – М.: Мир, 2000. – 688 с. 9. *Єршов, С.В.* Граничные условия во входном пограничном слое для $k-\omega$ моделей турбулентности [Текст] / С.В. Єршов // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 3. – С. 24-29. 10. Unsteady Effects of Shock Wave Induced Separation [Text] / P. Doerffer et al. (Eds.) // Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design. – 2010. – V. 114. – 350 p. 11. *Єршов, С.В.* Квазимонотонная схема повышенной точности для интегрирования уравнений Эйлера и Навье-Стокса [Текст] / С.В. Єршов // Мат. моделирование. – 1994. – Т. 6, № 11. – С. 63-75. 12. *Yershov, S.V.* Numerical simulation of 3D separated flow through multistage turbomachine [Text] / S.V. Yershov // ICFM5/95, Proc. 5th Int. Conf. Fluid Mechanics, Cairo, Egypt, 2-5 Jan. 1995, Cairo, Cairo University Publication. – 1995. – V. 2. – P. 1-10. 13. Аэродинамические исследования модельной компрессорной ступени с малым относительным диаметром втулки [Текст]: научный отчет ХАИ / И.В. Барышев, А.И. Борисенко, В.Н. Єршов, Г.В. Павленко, В.П. Герасименко. – Х.: ХАИ, 1977. – С. 1-29. – № 561/25.

© Єршов С.В., Козырец Д.А., 2012
Поступила в редколлегию 30.01.12

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
М.В. БУРЛАКА, канд. техн. наук; н.с. НТУ «ХПИ»;
Д.И. МАКСЮТА, аспирант НТУ «ХПИ»

ЧИСЛЕННЫЙ РАСЧЕТ ВЛИЯНИЯ УДАРА НА РАБОЧУЮ ЛОПАТКУ ПРИ РАБОТЕ В СТУПЕНИ

В работе проведен численный эксперимент по изменению профиля рабочей решетки по высоте для обеспечения безударного натекания потока при работе в ступени. Получена зависимость интегральных профильных потерь в ступени от угла натекания на рабочую решетку. Произведена оценка прогнозирования расчетных исследований.

В роботі проведено чисельний експеримент зі зміни профілю робочої решітки по висоті для забезпечення безударного натікання потоку при роботі в ступені. Отримана залежність інтегральних профільних втрат у ступені від кута натікання потоку на робочу решітку. Проведена оцінка прогнозованості розрахункових досліджень.

The numerical experiment to change the blade profile in height of the channel for nonattack entry of the flow when working in stage was made. The plot of dependence of the integrated profile losses on the angle of inflow in blade grid was built. The assessment of prediction of the numerical data was done.

Введение

При модернизации паровых турбин, в первую очередь, преследуется цель повышения экономичности их проточных частей. Этого можно добиться за счет применения аэродинамически более совершенного лопаточного аппарата. Существенные резервы повышения аэродинамической эффективности содержатся в применении пространственного профилирования лопаточных аппаратов. Как правило, оптимизации подлежал либо направляющий либо рабочий аппарат отдельно [1].

На сегодняшний день возникает потребность в пространственной оптимизации ступени турбины в целом. Такая задача является очень сложной и требует большого количества методологических исследований. Одним из важных этапов таких исследований является необходимость получения качественной и количественной оценки потерь в ступени в зависимости от угла натекания на рабочую решетку. Этому вопросу и посвящена данная статья.

Постановка задачи

Объект исследования: турбинная ступень, в направляющей решетке которой использован профиль ТС1А, а в рабочей – профиль активного типа 1ММК (в базовой ступени).

Параметры ступени:

– направляющая решетка: $t/b = 0,661$, $\beta_y = 54,77^\circ$, $b = 23,75$ мм, $d/l = 29,2$, $l = 11,64$ мм;

– рабочая решетка: $t/b = 0,717$, $\beta_y = 12,92^\circ$, $b = 16$ мм, $d/l = 29,2$, $l = 11,64$ мм, $n = 8280$ об/мин;

– межвенцовый зазор: 4 мм.

Граничные условия: $P_1^* = 145965$ Па, $T_1^* = 375^\circ\text{К}$, $P_2 = 101300$ Па, рабочее тело – воздух. Указанным граничным условиям соответствует дозвуковое истечение во всей ступени (числа Маха не превышают $M = 0,62$). Плоскость замера параметров в расчетах

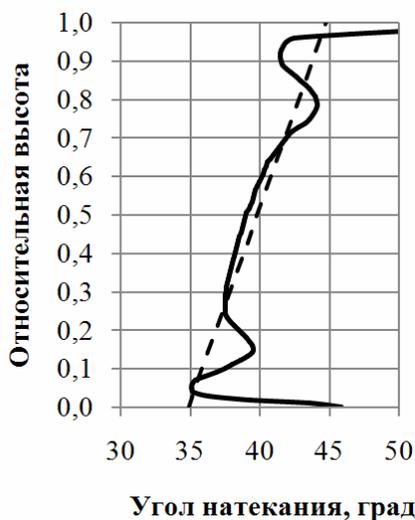
располагалась непосредственно за выходными кромками соответствующих решеток. Параметры ступени соответствуют экспериментально исследованным ступеням на воздушной турбине ВТ-3 кафедры турбиностроения НТУ «ХПИ».

Для получения данных о вязком течении в турбинной решетке численно решалась система осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса, расчетная схема TVD второго порядка аппроксимации с локально первым в местах высоких градиентов. Все расчеты проводились в трехмерной постановке. Расчетная сетка для сопла составила $170 \times 80 \times 50$ элементов, для рабочей решетки $175 \times 80 \times 50$ элементов. Модель турбулентности – $k-\omega$ SST.

Цель исследования – получение зависимости суммарных потерь в ступени от угла натекания потока на рабочую решетку. При этом геометрия направляющего аппарата оставалась неизменной, а перо рабочей лопатки менялось с сохранением горла по высоте с целью обеспечения задаваемого удара натекания на рабочую решетку.

Расчетное исследование

Отталкиваясь от поставленной



— Угол натекания потока на рабочую решетку
 - - - Линия аппроксимации

Рис. 1. Распределение угла натекания потока на рабочую решетку и аппроксимирующая прямая этого распределения

цели исследования, на первом этапе эксперимента был произведен расчет базовой ступени с цилиндрическими рабочими лопатками, сформированными профилем 1ММК. Были вычислены потери в ступени, а также, получена зависимость угла натекания потока на рабочую решетку на расстоянии 1 мм от входной кромки рабочего колеса (рис. 1).

Создать форму лопатки полностью обеспечивающую безударный вход технологически нецелесообразно в виду сложной формы кривой угла натекания по высоте. Было решено аппроксимировать ее по линейному закону без учета сложного течения у корня и периферии решетки. Линия аппроксимации показана на рис. 1. Для обеспечения безударного входа был изменен профиль рабочей решетки по высоте согласно полученному аппроксимированному распределению угла натекания.

Изменение профиля проводилось с

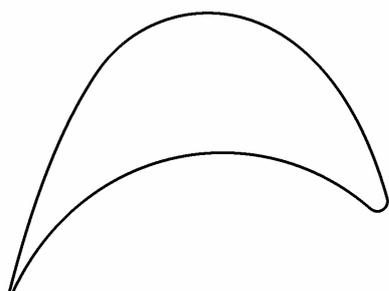


Рис. 2. Базовый профиль решетки

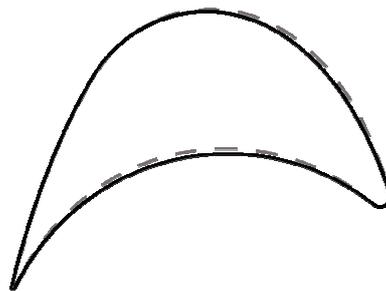


Рис. 3. Корневое сечение измененного профиля решетки

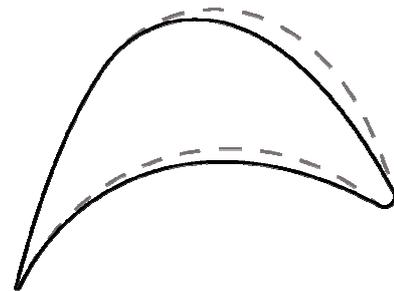


Рис. 4. Периферийное сечение измененного профиля решетки

использованием его параметрической модели [2], которая в общем случае позволяет однозначно определить форму профиля по девяти параметрам (t/b , угол установки, геометрический угол входа, геометрический угол выхода, угол отгиба выходной кромки, угол заострения входной кромки, угол заострения выходной кромки, радиусы входной и выходной кромок). Из них варьировался только один – геометрический угол входа. Пространственная форма лопатки формировалась по двум сечениям (корневое и периферийное), которые изменялись в соответствии с полученным аппроксимационным законом (рис. 1).

На рис. 2–4 представлены профили сечения рабочих решеток до и после изменения.

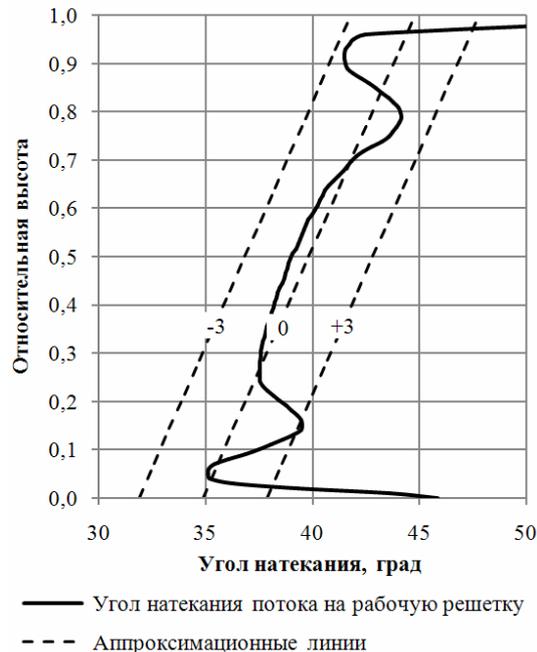


Рис. 5. Распределение угла натекания потока на рабочую решетку и аппроксимирующие линии для разных углов атаки

высоте рабочей решетки. В качестве исследуемых углов атаки были выбраны три угла: -3° , 0° и $+3^\circ$ (отрицательному значению соответствует удар в спинку, положительному – удар в животик). Аппроксимационные линии для всех рассмотренных углов натекания потока показаны на рис. 5.

Результаты расчетов

По данным аппроксимационных линий были построены три рабочих колеса соответствующие выбранным углам атаки, которые сформировали перо рабочей лопатки. Для каждого рабочего колеса был произведен численный расчет его работы в ступени в программном комплексе *ANSYS CFX*. Для определения интегральных профильных потерь использовалась формула [3]:

$$\xi = \frac{2 \cdot \left[\left(\frac{P_{\text{вх}}}{P_{\text{вых}}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}{(k-1) \cdot M_{\text{из}}^2},$$

где $P_{вх}$ – полное давление на входе в решетку; $P_{вых}$ – полное давление на выходе из решетки; k – коэффициент адиабаты для воздуха; $M_{из}$ – изоэнтропное число Маха, вычисленное по формуле

$$M_{из} = \sqrt{\frac{2}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{\max[P_1, P_2]}{P_{ст}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}$$

где $P_{ст}$ – статическое давление на входе в решетку.
 Результаты обработанных расчетов сведены в таблицу.

Таблица

Потери в ступени при разных углах натекания на рабочую решетку

Потери	Базовый профиль	-3°	0°	+3°
В соплах	4,89022 %	4,87022 %	4,87055 %	4,87410 %
В лопатках	8,33677 %	7,69816 %	7,49868 %	7,84988 %
Суммарные	13,22699 %	12,56838 %	12,36923 %	12,72398 %

Из таблицы видно, что изменение геометрического угла натекания существенно влияет на суммарные потери в ступени. Диапазон изменения потерь в рабочем колесе составил 0,35 % при практически неизменном значении потерь на направляющем аппарате.

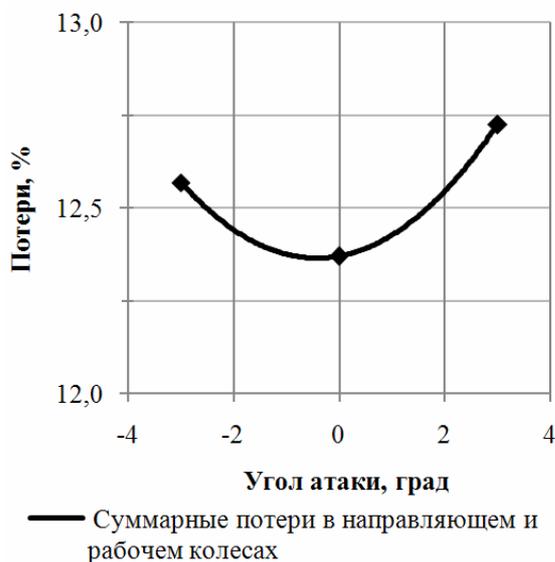


Рис. 6. Зависимость интегральных профильных потерь рабочей решетки от угла атаки

На рис. 6 представлена зависимость интегральных потерь рабочей решетки от угла атаки. Следует отметить, что наиболее низкое значение коэффициента потерь энергии мы видим при безударном натекании. Сравнение с исходным вариантом (базовый профиль цилиндрической ступени) показало, что уменьшение потерь в ступени с безударным натеканием составляет 0,84 % в абсолютных величинах. Очевидно, что такое значительное уменьшение потерь связано с более благоприятным обтеканием рабочих лопаток.

На рисунках 7–10 показаны распределения поля скорости вблизи входной кромки на среднем сечении рабочей решетки. Можно заметить, что при безударном натекании (рис. 8) точка

торможения потока располагается на равноудаленном расстоянии, как от стороны давления, так и от стороны разрежения профиля. Такое ее расположение способствует равномерному распределению потока на спинку и животик лопатки, что приводит к хорошему безотрывному обтеканию с наименьшим значением толщины пограничного

слоя. В случае с базовым профилем (рис. 7), вследствие несовпадения угла натекания с геометрическим углом входа, накапливается пограничный слой на вогнутой стороне профиля, что в свою очередь приводит к увеличению профильных потерь. Таким образом, изменение профиля по высоте по критерию безударности натекания позволило улучшить обтекание решетки и значительно снизить потери в ступени.

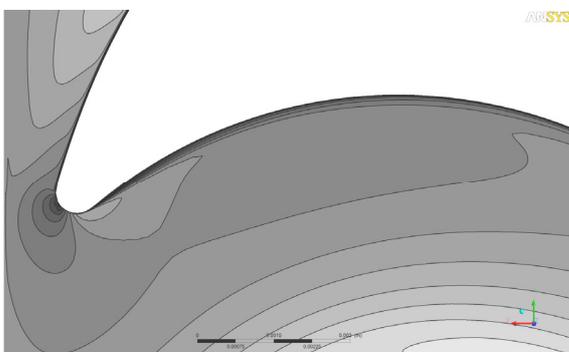


Рис. 7. Распределение поля скорости базового профиля

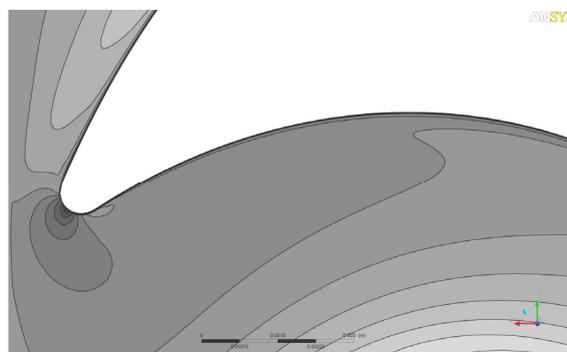


Рис. 8. Распределение поля скорости при безударном натекании

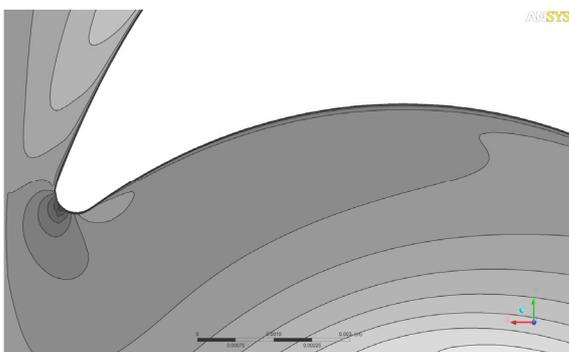


Рис. 9. Распределение поля скорости при угле атаки -3°

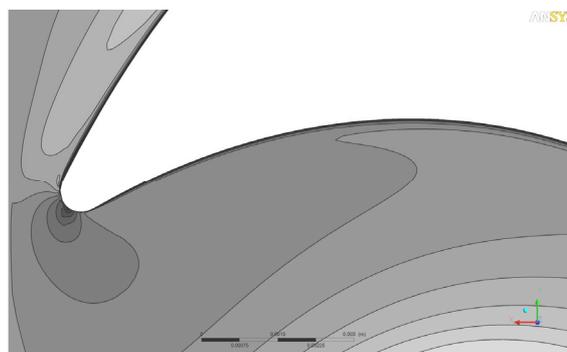


Рис. 10. Распределение поля скорости при угле атаки $+3^\circ$

Вывод

С использованием *CFD* расчетов в работе получено подтверждение возможности качественной и количественной оценки влияния удара на потери рабочей решетки при ее работе в ступени. Последнее имеет важное значение в случае постановки задачи трехмерной оптимизации турбинной ступени в целом.

Список литературы: 1. Бурлака, М.В. Аэродинамическая оптимизация направляющих решеток осевых турбин [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.16: защищена 27.01.2011, утв. 22.04.2011 / Бурлака Максим Васильевич. – Х., 2011. – 167 с. 2. Бойко, А.В. К вопросу об оптимизации формы плоских турбинных профилей [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, М.В. Бурлака, В.С. Баранник // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 5. – С. 51-54. – ISSN 2078-774X. 3. Дейч, М.Е. Техническая газодинамика [Текст] / М.Е. Дейч. – 2-е изд., пререраб. и доп. – М.–Л.: Госэнергоиздат, 1961. – С. 471.

© Бойко А.В., Бурлака М.В., Максютя Д.И., 2012
Поступила в редколлегию 13.02.12

УДК 621.165

В.И. ГНЕСИН, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Л.В. КОЛОДЯЖНАЯ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
Р. ЖАНДКОВСКИ, д-р техн. наук; проф. ИПМ ПАН, Гданьск, Польша

НЕСТАЦИОНАРНЫЕ СИЛЫ И УПРУГИЕ КОЛЕБАНИЯ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ОСЕВОГО КОМПРЕССОРА ПРИ ПАРЦИАЛЬНОМ ПОДВОДЕ

Представлены результаты численного анализа влияния парциального подвода на нестационарные силы и аэроупругое поведение лопаточных венцов двухступенчатого осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа. Показано, что средние значения деформаций рабочих лопаток 1-го и 2-го роторов практически такие же, как при однородном потоке на входе, но относительные значения амплитуд колебаний лопаток 1-го ротора увеличены приблизительно в 4 раза, лопаток 2-го ротора – в 2–3 раза по сравнению с режимом однородного потока на входе.

Подано результати чисельного аналізу впливу парціального підводу на нестационарні навантаження та аероупругу поведінку лопаткових вінців двохступеневого відсіку осьового компресора у тривимірному потоці ідеального газу. Показано, що середні значення деформацій робочих лопаток 1-го та 2-го роторів практично тіж самі, як при однорідному потоці на вході, але відносні значення амплітуд коливань лопаток 1-го ротора збільшені приблизно в 4 рази, лопаток 2-го ротора – в 2–3 рази по зрівнянню з режимом однорідного потоку на вході.

The numerical analysis results of partial admission effect on unsteady loads and aeroelastic behaviour for blade rows in two stage axial compressor compartment in 3D ideal gas flow have been presented. There shown that the averaged values of blade sections deformation for rotor 1 and rotor 2 are practically the same as in case with uniform gas flow at the entrance, but the relative values of oscillation amplitudes have been increased for the blades of rotor 1 forty as large, for the blades of rotor 2 – twice or thrice as large in comparison with case under uniform gas flow at the entrance.

Одной из актуальных проблем при оценке надежности лопаточных венцов осевой турбомашин (компрессора) является проблема прогнозирования влияния парциального подвода, т.е. блокирования сегмента дуги окружности на входе в направляющий аппарат первой ступени на нестационарные нагрузки и амплитуды колебаний рабочих лопаток. Парциальный подвод используется в турбинах с сопловым парораспределением на частичных режимах, для авиационных двигателей эта проблема связана с возможным попаданием посторонних предметов (птиц) и загромождением части дуги направляющего аппарата.

Блокировка основного потока при парциальном подводе создает повышенный окружной градиент давления, что приводит к резкому увеличению циклических нестационарных аэродинамических нагрузок, действующих на вращающиеся лопатки, и, следовательно, к росту амплитуд колебаний лопаток.

В силу сложности моделирования данного явления как численно, так и экспериментально, имеется незначительное число публикаций в открытой литературе. В работах [1–3] приведены результаты экспериментальных исследований, посвященных пониманию физических процессов, связанных с парциальным подводом в турбинных ступенях. В последние годы в связи с развитием вычислительной техники появились работы, посвященные численному исследованию парциальных эффектов в турбинах с использованием двух- и трехмерных моделей течения [4–7]. Однако, в этих работах не рассматривались колебания лопаток при парциальном подводе.

Целью настоящей работы является численный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и аэроупругих колебаний лопаточных венцов в двухступенчатом отсеке осевого компрессора в трехмерном потоке идеального газа при полном и частичном подводе с использованием метода решения связанной задачи нестационарной аэродинамики и упругих колебаний лопаток [8, 9].

Численное исследование проведено для отсека осевого компрессора, включающего направляющий аппарат и две ступени (рис. 1). Тангенциальные сечения профилей, формирующих рабочие лопатки 1-ой и 2-ой ступеней, показаны на рис. 2.

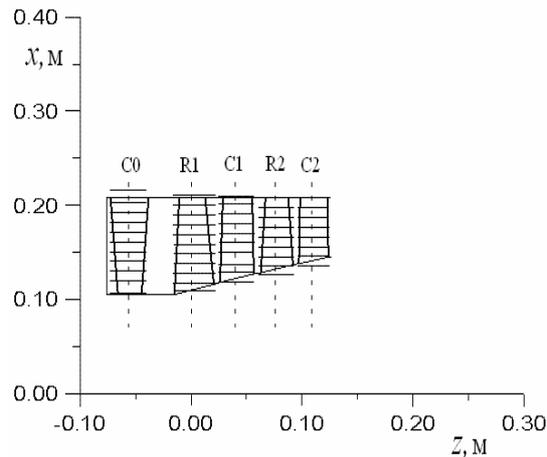


Рис. 1. Меридиональная проекция осевого компрессора

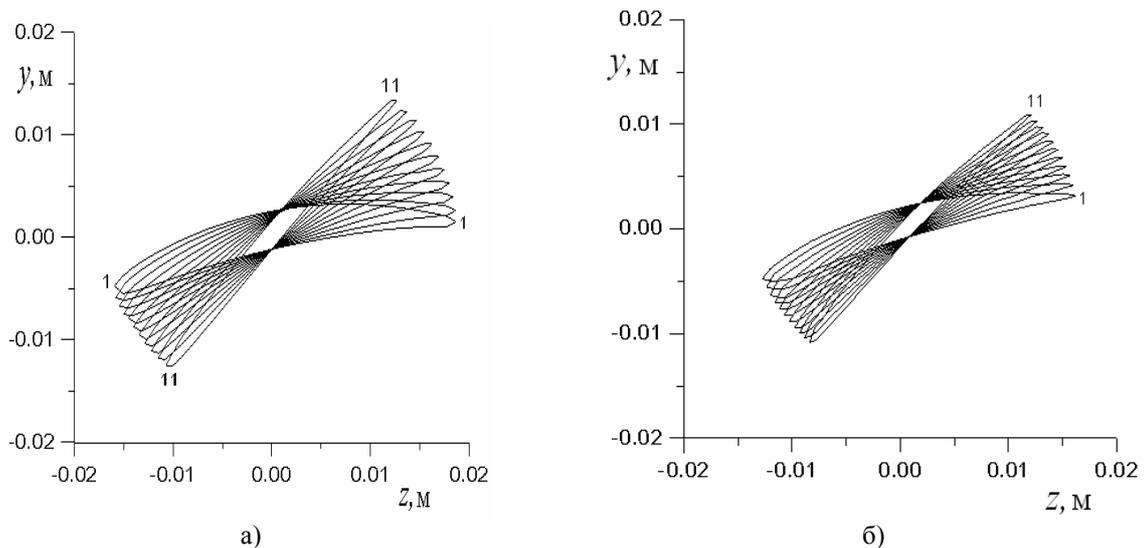


Рис. 2. Тангенциальные сечения профилей, формирующих рабочие лопатки 1-ой и 2-ой ступеней:
a – в канале ротора P1; *б* – в канале ротора P2

Учитывая неперериодичность потока в окружном направлении на шаге лопаточного венца, расчетная область включает все межлопаточные каналы неподвижных (C0, C1, C2) и вращающихся (P1, P2) венцов. На рис. 3 представлен фрагмент расчетной области.

На входе в направляющий аппарат C0 показана зона загромождения, включающая 4 межлопаточных канала, т.е. 1/11 полной дуги окружности. Расчетная

область разделяется на пять подобластей, каждая из которых включает один лопаточный венец, и имеющих общие зоны пересечения в осевых зазорах. В каждой из подобластей геометрические и аэродинамические характеристики лопаточных венцов описываются в относительной или абсолютной системах координат, жестко связанных с вращающимся или неподвижным лопаточным венцом соответственно.

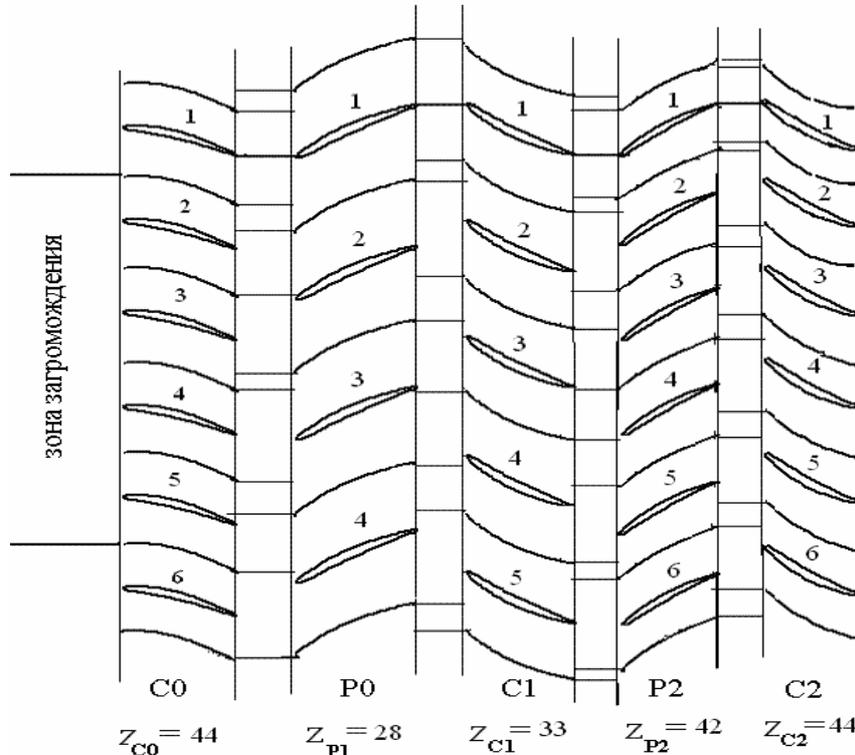


Рис. 3. Расчетная область осевого компрессора

Трехмерный трансзвуковой поток идеального газа описывается в относительной декартовой системе координат полной нестационарной системой уравнений Эйлера, представленной в интегральной форме законов сохранения массы, импульса и энергии [8]. Постановка граничных условий основана на одномерной теории характеристик.

В каждый момент времени структура потока характеризуется периодичностью на угловом шаге $T_{\text{мин}} = 360^\circ$, т.е. на одном обороте ротора. В этом случае расчетная область разделяется на $z_{C0} + z_{C1} + z_{P1} + z_{C2} + z_{P2}$ – сегментов, каждый из которых включает одну лопатку и имеет протяженность в окружном направлении, равную шагу соответствующего лопаточного венца (рис. 3). В свою очередь каждый из сегментов дискретизируется с использованием гибридной $H-H$ разностной сетки для каналов вращающихся венцов и $H-H$ разностной сетки для каналов неподвижных венцов.

Разностная сетка межлопаточного канала включает соответственно $10 \times 42 \times 84$ сеточных ячеек для статора C0, $10 \times 66 \times 78$ ячеек для ротора P1, $10 \times 56 \times 68$ – для статора C1, $10 \times 44 \times 64$ – для ротора P2, $10 \times 42 \times 62$ – для статора C2.

На рис. 4 показаны тангенциальные разностные сетки в периферийных сечениях межлопаточных каналов ротора P2 (рис. 4а) и статора C2 (рис. 4б). Следует заметить, что H -сетки для статорных каналов остаются неподвижными в течение всего времени расчета, в то время как внутренняя H -сетка для каждого роторного канала перестраивается на каждой итерации так, что внешние узлы остаются неподвижными, а узлы на поверхности лопатки жестко связаны с вибрирующей лопаткой.

Дискретная форма уравнений Эйлера получена для произвольной деформируемой сетки с использованием разностной схемы Годунова-Колгана со 2-ым порядком аппроксимации по координатам и времени [8, 9].

Динамическая модель колеблющейся лопатки с использованием модального подхода приведена к системе обыкновенных дифференциальных уравнений относительно модальных коэффициентов собственных форм [8]. Перемещения и скорость лопатки, полученные из решения динамической задачи, используются в качестве граничных условий в аэродинамической задаче на каждой итерации.

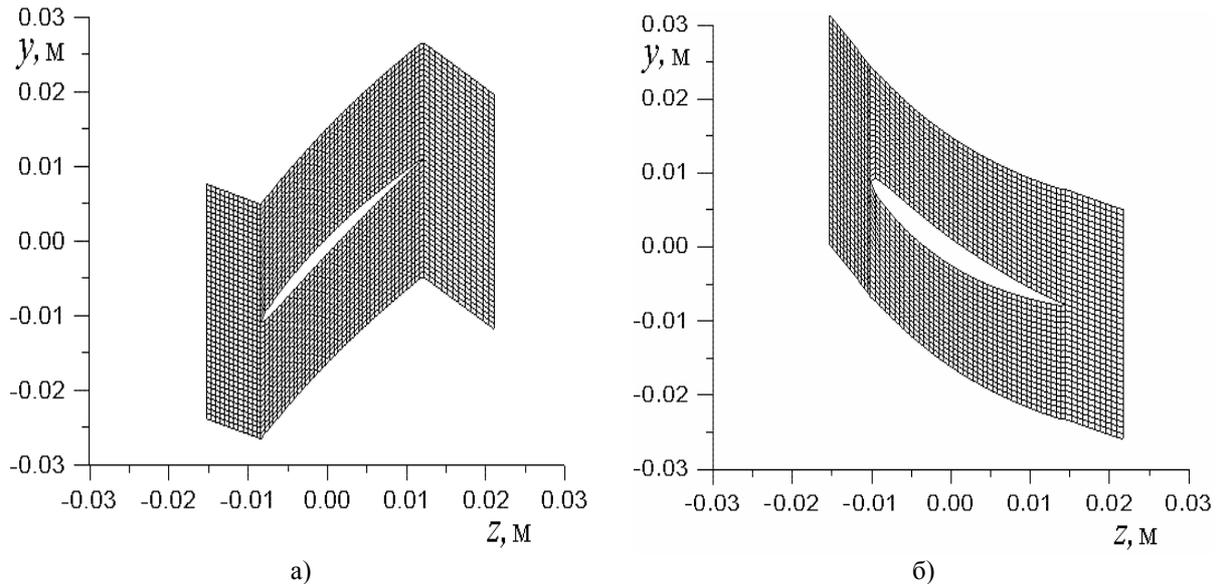


Рис. 4. Разностная сетка:
а – в канале ротора P2; б – в канале статора C2

Численное исследование выполнено для двухступенчатого компрессорного отсека при номинальном режиме работы:

- число оборотов ротора $n = 15400$ об/мин;
- полное давление в абсолютной системе координат на входе в компрессор $p_0 = 101000$ Па;
- полная температура в абсолютной системе координат на входе $T_0 = 288$ К;
- углы потока на входе в радиальном и окружном направлениях заданы;
- статическое давление на выходе за 2-ым статором изменяется от $p_2 = 110000$ Па в корневом сечении до $p_2 = 125000$ Па на периферии.

Колебания лопаток определялись с учетом первых пяти собственных форм, собственные частоты которых приведены в таблице 1.

Таблица 1

Собственные частоты

Номер моды	1	2	3	4	5
ν , Гц ротор P1	540	1620	2160	3240	4320
ν , Гц ротор P2	670	2010	2680	4020	6030

На первом этапе выполнен расчет 3-х мерного нестационарного потока без учета колебаний лопаток, на втором этапе – с учетом колебаний лопаток под действием мгновенных аэродинамических нагрузок в течение десяти оборотов ротора. Расчеты

виконані для двох варіантів – с повним підводом і парціальним підводом. Зона загромождження включає чотири лопатки направляючого апарата С0 (лопатки 2–5, рис. 3).

На рис. 5 показані криві розподілення статического тавлення на середнем радіусі в окружном напрямленні на повній дугі окружности в осевих зазорах между лопаточними венцами для варіанта с парціальним підводом. Угол 0° соответствует каналу 1-ой лопатки статора С0 (рис. 3). Как видно из графиков, неоднородность потока, вызванная загроможждением 4-х лопаток статора С0 ($\frac{4}{11}$ дуги окружности) распространяется в окружном напрямленні на $\frac{1}{4}$ дуги окружности. Величина неравномерности уменьшается в осевом напрямленні. Наряду с неравномерностью, вызванной парціальным підводом, кривые розподілення тавлення включают высокочастотную шаговую неравномерность потока и неравномерность, вызванную колебаниями лопаток.

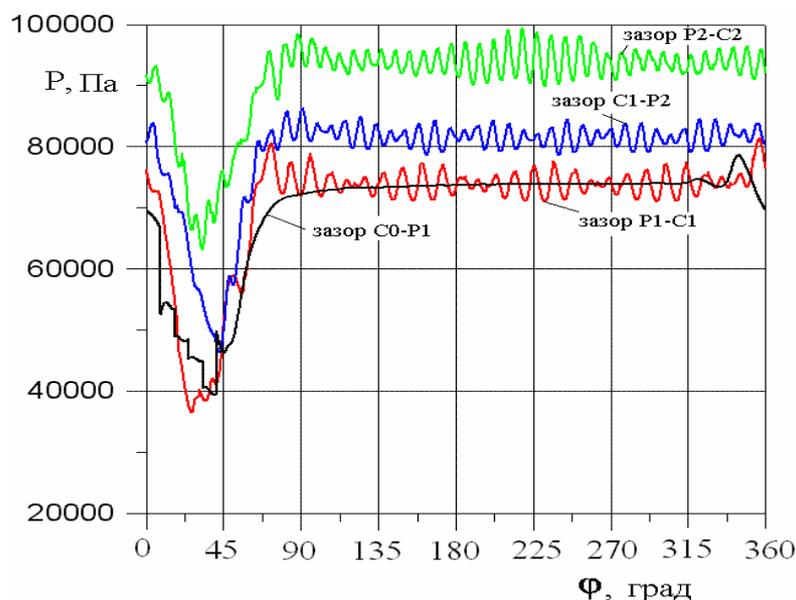


Рис. 5. Розподілення статического тавлення в окружном напрямленні в осевих зазорах за роторними і статорними венцами при парціальном підводі

Аналіз нестационарних характеристик проведено с использованием разложения в ряды Фурье

$$F(t) = F_0 + \sum_{i=1}^{\infty} F_{1i} \cdot \cos(2\pi\nu it) + F_{2i} \sin(2\pi\nu it),$$

где $F(t)$ – физическая нестационарная характеристика; F_0 – среднее значение; F_{1i} и F_{2i} – коэффициенты Фурье; i -номер гармоники; ν – 1-я гармоническая частота.

Так как частота вращения ротора равна $\nu_{\text{рот}} = 256$ Гц (время одного оборота $t = 0,0039$ сек), а время расчета соответствует времени поворота ротора на десять оборотов, первая гармоническая частота равна $\nu = \frac{\nu_{\text{рот}}}{10} = 25,6$ Гц.

Ниже представлен сравнительный анализ нестационарных аэродинамических нагрузок и амплитуд колебаний лопаток ротора Р1 и ротора Р2 при парціальном и повном підводі. Средние значения нестационарных нагрузок, действующих на рабочие лопатки ротора Р1 и ротора Р2 приведены в таблицах 2, 3 соответственно.

Таблица 2

Средние значения нестационарных нагрузок,
действующих на рабочие лопатки ротора P1 (парциальный подвод)

\bar{L}	F_y , Н	F_z , Н	M , Н·м
0,05	-5,771	-0,693	0,0089
0,5	-5,484	-2,388	0,0232
0,95	-3,22	-2,809	0,0317

Таблица 3

Средние значения нестационарных нагрузок,
действующих на рабочие лопатки ротора P2 (полный подвод)

\bar{L}	F_y , Н	F_z , Н	M , Н·м
0,05	-5,131	-1,161	0,0087
0,5	-4,747	-2,414	0,0201
0,95	-4,170	-3,836	0,0231

На рис. 6 представлены графики нестационарных аэродинамических сил, действующих в окружном направлении (F_y) на периферийный слой рабочих лопаток ротора P1 (рис. 6а), и их амплитудно-частотные характеристики (рис. 6б) при парциальном подводе.

На рис. 6а цифрами обозначены номера лопаток в соответствии с рис. 3. Аэродинамические нагрузки, действующие на разные лопатки, имеют один и тот же характер, но сдвинуты по времени в зависимости от номера лопатки, в то время как амплитудно-частотные характеристики не зависят от номера лопатки.

Как следует из графиков на рис. 6а, б, основной вклад в нестационарные составляющие аэродинамической нагрузки, действующей на лопатки ротора P1, вносят гармоники, с частотами кратными частоте вращения 256 Гц. Максимальные значения амплитуд соответствуют гармоникам с частотами 1536 Гц, 4096 Гц, 6144 Гц, которые зависят от перепада давления при прохождении рабочей лопаткой зоны загромождения и ее относительного углового размера. Амплитуды гармоник, соответствующих бегущей частоте статора C0 ($v_{рот} \times z_{C0} = 256 \times 44 = 11264$ Гц) и статора C1 ($v_{рот} \times z_{C1} = 256 \times 33 = 8448$ Гц) пренебрежимо малы по сравнению с низкочастотными возмущениями. При полном подводе средние значения нестационарных нагрузок (рис. 6в, г) примерно такие же, как при парциальном подводе, в то время как амплитуды пульсаций в 5–6 раз меньше, и основной вклад вносят гармоники с частотами равными бегущей частоте статоров C0 и C1.

На рис. 7 показаны аналогичные графики нестационарных окружных сил, действующих на периферийный слой лопаток ротора P2. Следует заметить, что при парциальном подводе (рис. 7а, б) амплитуды низкочастотных гармоник, вызванных зоной загромождения уменьшаются по сравнению с ротором P1, а амплитуда с бегущей частотой статора C1 ($v_{рот} \times z_{C1} = 256 \times 33 = 8448$ Гц) увеличилась. Максимальные амплитуды гармоник при парциальном подводе примерно в 3 раза выше максимальных амплитуд при полном подводе (рис. 7в, г).

Колебания лопаток под действием переменных аэродинамических сил представлены в форме перемещений периферийных сечений рабочих лопаток ротора P1 и ротора P2. Средние значения деформаций лопаток в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести приведены в таблицах 4, 5.

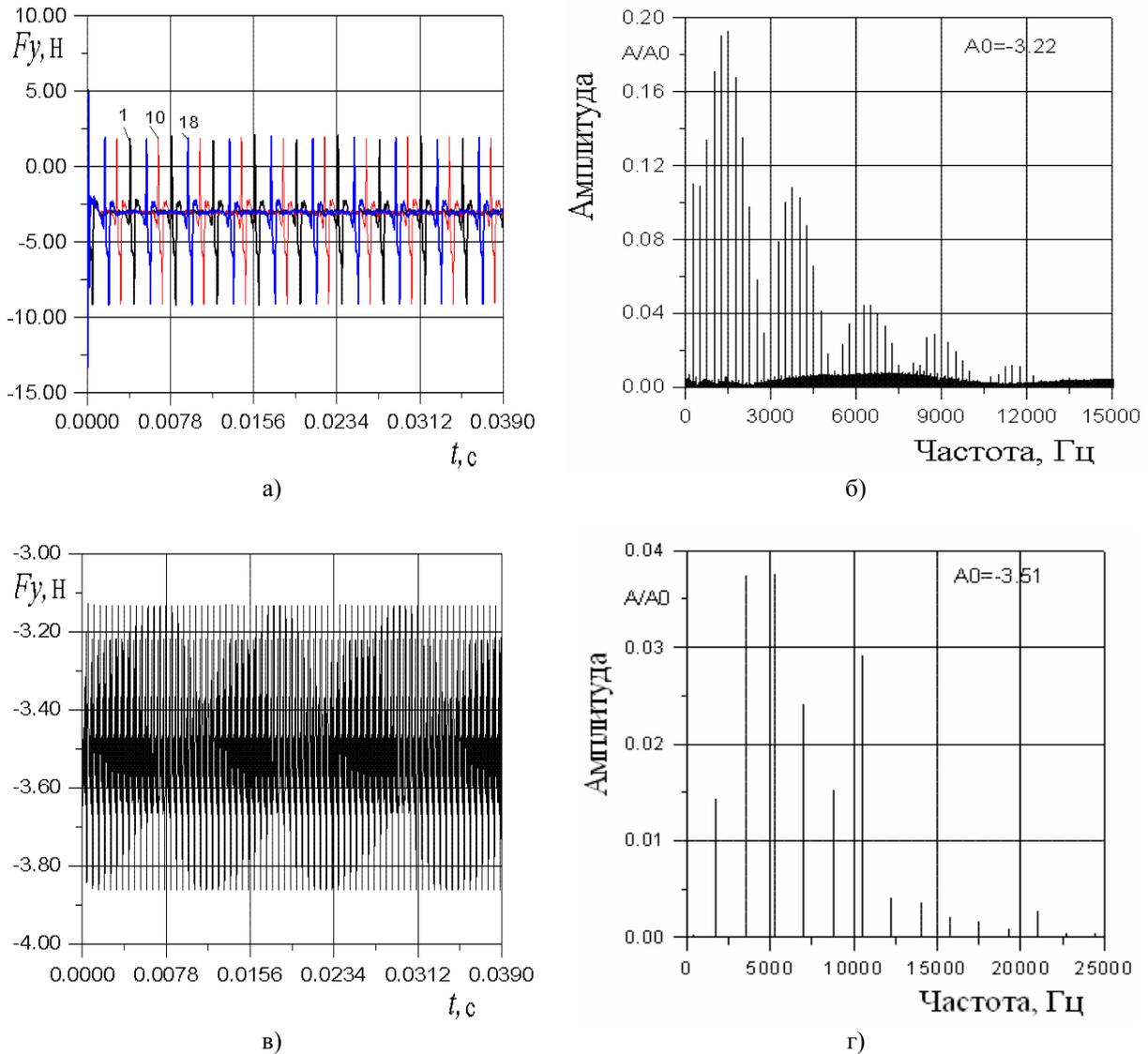


Рис. 6. Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора P1:
a – окружная сила при частичном подводе;
б – амплитудно-частотный спектр при частичном подводе;
в – окружная сила при полном подводе;
г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Таблица 4

Средние значения деформаций лопаток в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести ротора P1 (парциальный подвод)

\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	φ , град
0,05	-0,001	-0,0007	0,002
0,5	-0,026	-0,018	0,0061
0,95	-0,068	-0,064	0,008

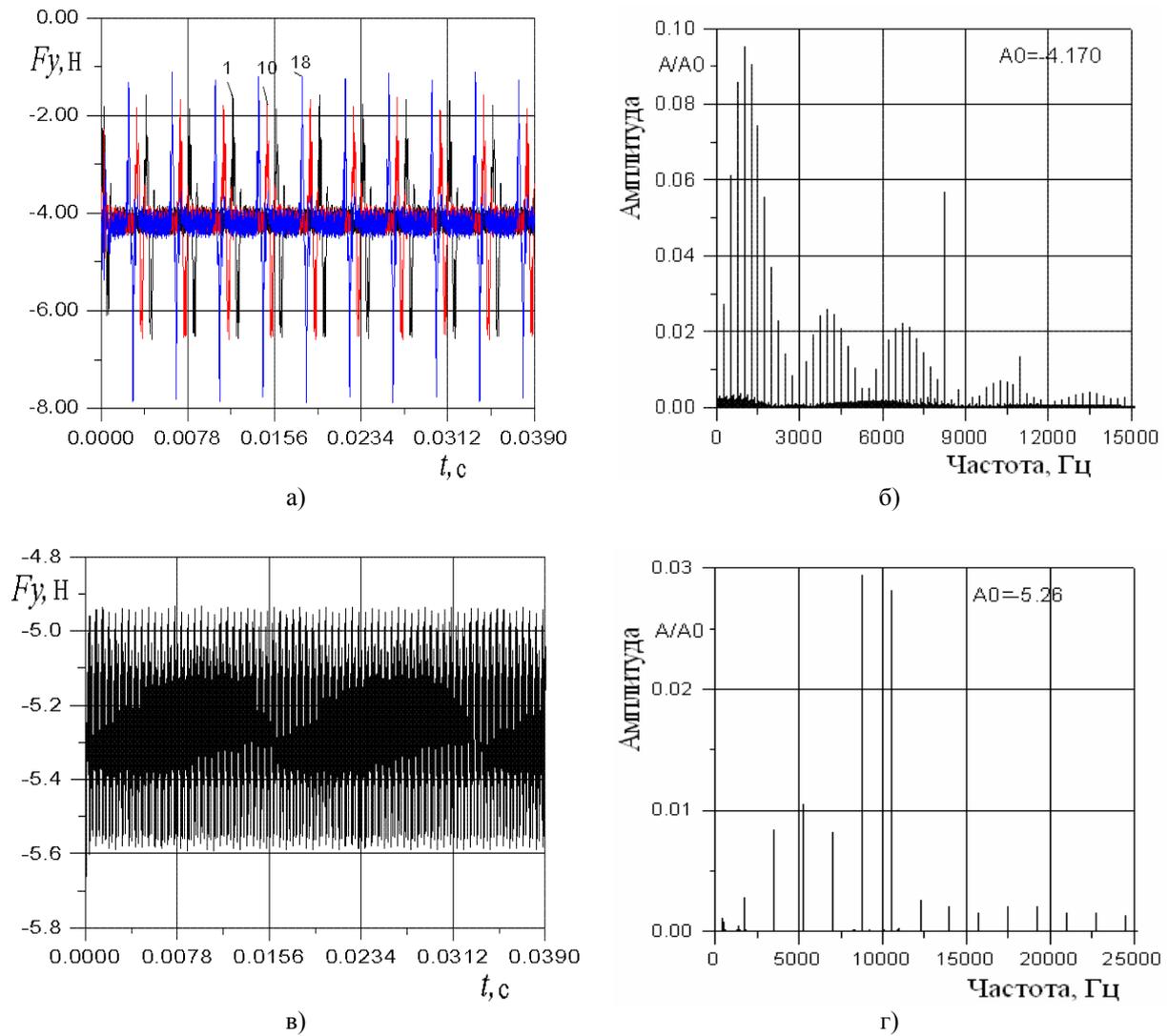


Рис. 7. Изменение окружной нестационарной аэродинамической силы, действующей на периферийный слой лопатки ротора P2:
 а – окружная сила при частичном подводе;
 б – амплитудно-частотный спектр при частичном подводе;
 в – окружная сила при полном подводе;
 г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Таблица 5

Средние значения деформаций лопаток в окружном и осевом направлениях, а также угол поворота относительно центра тяжести ротора P2 (полный подвод)

\bar{L}	h_y , мм	h_z , мм	φ , град
0,05	-0,001	-0,0007	0,002
0,5	-0,026	-0,018	0,0061
0,95	-0,068	-0,064	0,008

На рис. 8 представлені графіки коливань периферійних сечень лопаток ротора Р1 в окружном напрямленні (h_y) при парциальному підводі (рис. 8а) і амплитудно-частотні характеристики (рис. 8б), а також – при повному підводі (рис. 8в, г). Основний вклад в изгибные коливання вносить гармоніка з частотою близькою к частоті 1-ої собственої форми коливань (автоколивання по 1-ої собственої формі коливань). Як слідує з розрахунку, вимушені коливання лопаток незначительні. Максимальна амплітуда коливань при парциальному підводі в 4 рази перевищує амплітуду коливань для режиму з однорідним потоком на вході.

Изгибные коливання периферійних сечень лопаток ротора Р2 показані на рис. 9. Середні значення деформацій лопаток при парциальному і повному підводі практично однакові, парціальний підвід приводить к увеличенію амплітуди автоколивань в 2–3 рази.

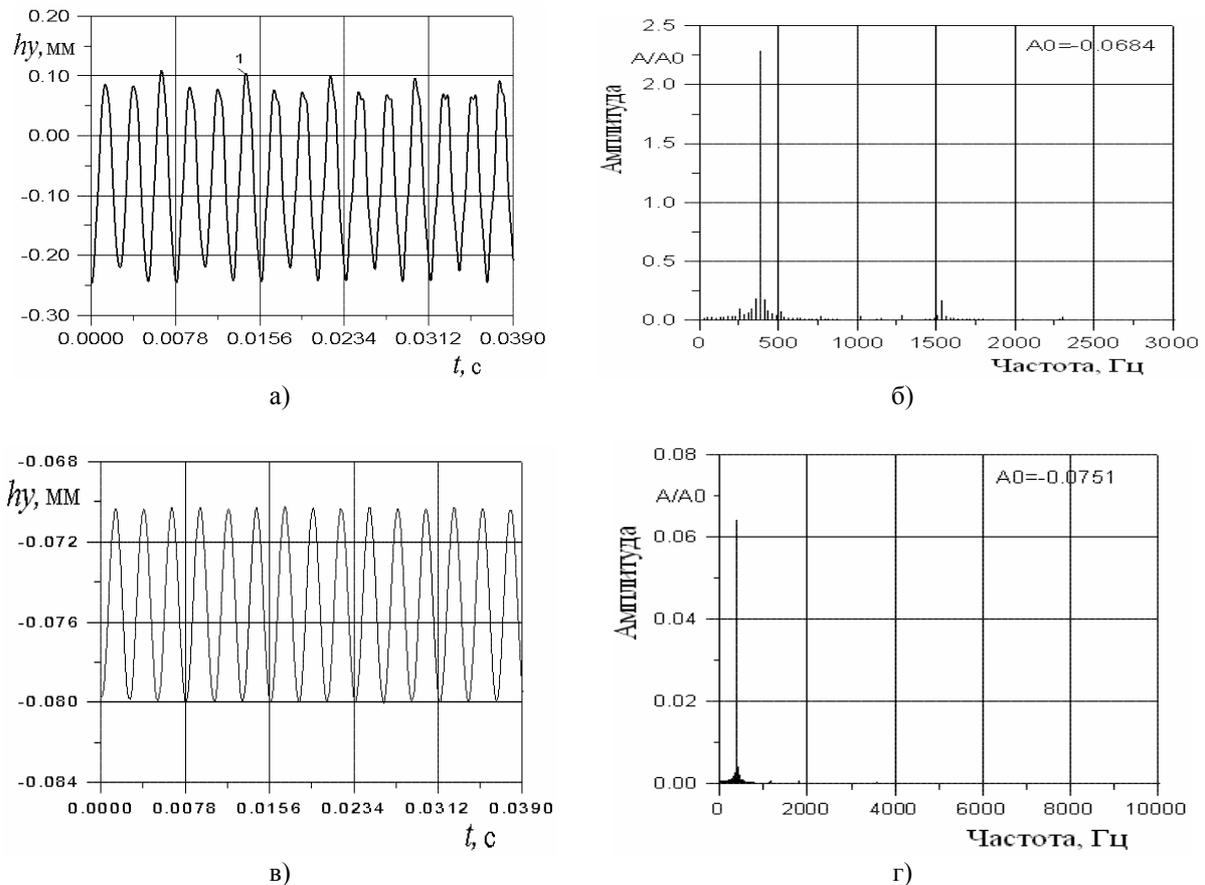


Рис. 8. Переміщення периферійного сечення робочої лопатки ротора Р1:

- а – в окружном напрямленні при парциальному підводі;
- б – амплитудно-частотний спектр при парциальному підводі;
- в – в окружном напрямленні при повному підводі;
- г – амплитудно-частотний спектр при повному підводі

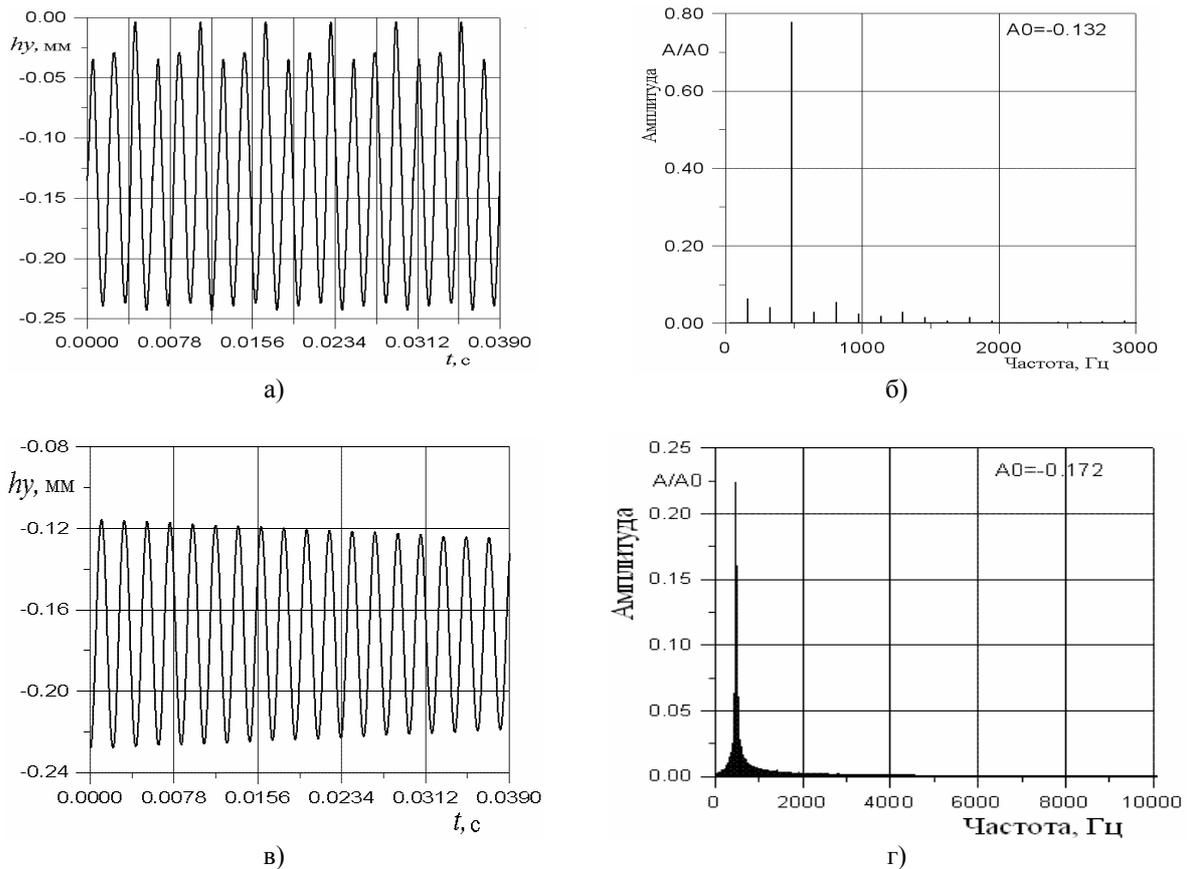


Рис. 9. Перемещение периферийного сечения рабочей лопатки ротора P2:
 а – в окружном направлении при частичном подводе;
 б – амплитудно-частотный спектр при частичном подводе;
 в – в окружном направлении при полном подводе;
 г – амплитудно-частотный спектр при полном подводе

Список литературы: 1. Boulbin, F. Turbine blade forces due to partial admission [Text] / F. Boulbin, N. Penneron, J. Kermarec and M. Pluviose // *Revue Francaise de Mecanique*. – 1992. – N 3. – P. 203-208. 2. Bohn, D.E. Experimental investigations into the nonuniform flow in a four-stage turbine with special focus on the flow equalization in the first turbine stage [Text] / D.E. Bohn and H.H.-W. Funke // *Proceedings of the Turbo Expo*. – 2003. – Vol. 6a. – P. 281-289. 3. Fridh, J. E. An experimental study on partial admission in a two-stage axial air test turbine with numerical comparison [Text] / J.E. Fridh, B. Bunkute, R. Fakhrari and T.H. Fransson // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. – 2004. – Vol. 5b. – P. 1285-1297. 4. Scopec, J. Partial steam admission in an axial turbine stage [Text] // J. Skopec, L. Vomela, L. Tajc and J. Polansky // *IMEchE Conf. Trans.* – 1999. – c557(7). – P. 681-686. 5. Lampart, P. Unsteady load of partial admission control stage rotor of a large power steam turbine [Text] / P. Lampart, M. Szymaniak and R. Rzadkowski // *Proceedings of the ASME Turbo Expo*. – 2004. – Vol. 5a. – P. 237-246. 6. Hushmandi, N.B. Numerical study of unsteady flow phenomena in a partial admission axial steam turbine [Text] / N.B. Hushmandi, J. Hu, J. Fridh and T. Fransson // *ASME Paper*. – N GT2008-50538. 7. Hushmandi, N.B. Unsteady forces of rotor blades in full and partial admission turbines [Text] / N.B. Hushmandi, J. Fridh and T. Fransson // *Journal of Turbomachinery*. – 2011. – Vol. 133. – P. 041017-1-12. 8. Gnesin, V.I. A numerical modeling of stator-rotor interaction in a turbine stage with oscillating blades [Text] / V.I. Gnesin, L. Kolodyazhnaya, R. Rzadkowski // *Journal of Fluid and Structure*. – 2004. – N 19. – P. 1141-1153. 9. Gnesin, V.I. A numerical modelling of the unsteady loads and aeroelastic oscillations for compressor stage [Text] / V.I. Gnesin, R. Rzadkowski and L. Kolodyazhnaya // *Проблемы машиностроения*. – 2007. – Т. 10, N 4. – С. 39-47.

© Гнесин В.И., Колодяжная Л.В., Жандковски Р., 2012
 Поступила в редколлегию 10.02.12

УДК 621.165:532.6

А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАНУ, Харьков;
А.И. КОСЬЯНОВА, ведущий инженер ИПМаш НАНУ, Харьков

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПОВОРОТНЫХ ЛОПАТОК НАПРАВЛЯЮЩЕГО АППАРАТА СТУПЕНЕЙ ОСЕВОГО И РАДИАЛЬНО-ОСЕВОГО ТИПОВ ЦВД ДЛЯ РЕГУЛИРОВАНИЯ РЕЖИМА РАБОТЫ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-325-23,5

Исследована возможность повышения маневренных характеристик паровых турбин за счет использования регулируемых степеней осевого и радиально-осевого типов с поворотными лопатками направляющего аппарата (НА) на примере модифицированных первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5. Показано, что за счет изменения угла установки лопатки НА 1-ой ступени возможно обеспечить работу турбины без парциального подвода пары и с большей газодинамической эффективностью во всем диапазоне режимов эксплуатации.

Досліджено можливість підвищення маневрених характеристик парових турбін за рахунок використання регульованих ступенів осевого та радіально-осевого типів із поворотними лопатками (напрямого апарату) НА на прикладі модифікованих перших двох ступенів ЦВТ парової турбіни К-325-23,5. Показано, що за рахунок зміни кута установки лопатки НА 1-го ступеня можливо забезпечити роботу турбіни без парціального підводу пари та з більшою газодинамічною ефективністю у всьому діапазоні режимів експлуатації.

The feature of steam turbine maneuvering characteristics increasing by using variable axial and centrifugal stages with rotary distributor blades on the example of first and second stages at high-pressure cylinder of K-325-23,5 steam turbine is investigated. It is shown, it is possible to get all turbine operating modes by changing first stage distributor blades alignment angle without partial admission of steam and with greater gas-dynamic efficiency.

Введение

Для успешного функционирования любой электрогенерирующей системы необходимо с заданной точностью поддерживать баланс между генерацией и потреблением электроэнергии за счет маневренных мощностей. В Украине из-за нехватки традиционных источников маневренных мощностей (ГЭС, ГАЭС, газовых турбин) для этих целей используются энергоблоки ТЭС и ТЭЦ. Так как эти блоки изначально спроектированы для работы в базовом (номинальном) режиме, их использование для покрытия пиковых нагрузок приводит к перерасходу топлива и ускоренному износу оборудования. Одним из направлений решения этой проблемы может быть разработка новых способов регулирования мощности паровых турбин и, соответственно, улучшение маневренных характеристик энергоблоков ТЭС и ТЭЦ.

В газовых и гидротурбинах для изменения массового расхода и регулирования мощности успешно применяются поворотные лопатки. В работе исследована возможность повышения маневренных характеристик паровых турбин за счет использования регулируемых ступеней цилиндра высокого давления (ЦВД) с поворотными лопатками направляющего аппарата (НА) первой ступени.

Объект исследования. Методика проведения численного эксперимента

В качестве объекта исследования рассмотрены первые две ступени ЦВД паровой турбины К-325-23,5, описанные в работе [1] (рис.1). Основные геометрические характеристики исходных ступеней приведены в табл.1. Конструктивными

особенностями проточной части первых двух ступеней ЦВД паровой турбины являются лопатки направляющих аппаратов с удлиненной входной частью и камера смешения между рабочим колесом (РК) первой ступени и направляющим аппаратом второй ступени.

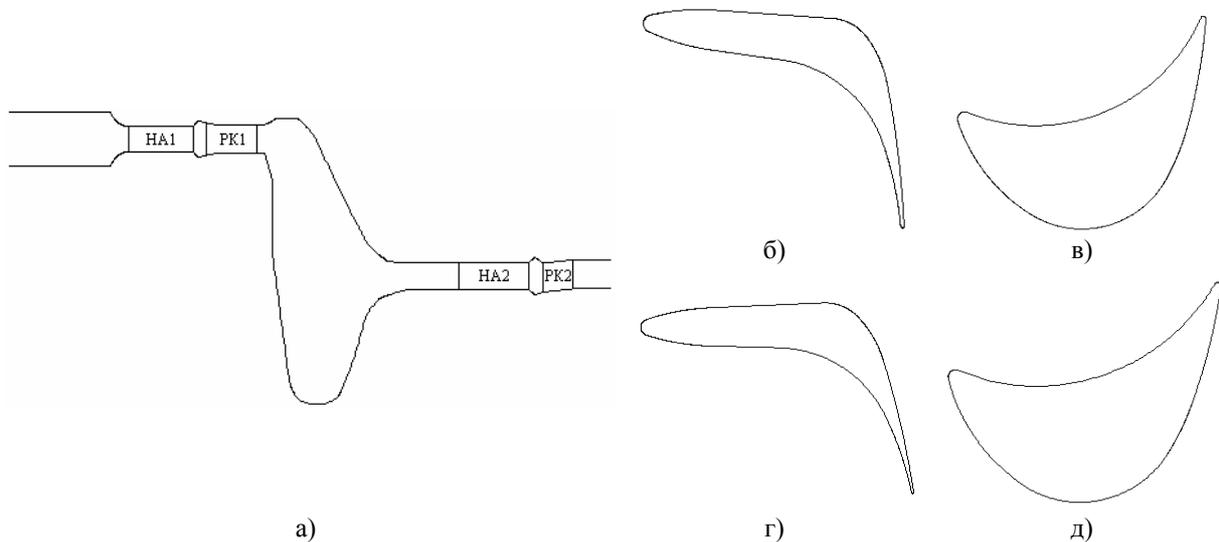


Рис. 1. Проточная часть первых двух ступеней ЦВД паровой турбины:
 а – меридиональное сечение; б – НА 1-ой ступени; в – РК 1-ой ступени;
 г – НА 2-ой ступени; д – РК 2-ой ступени

Таблица 1

Геометрические характеристики ступеней ЦВД паровой турбины

Параметр	НА 1	РК 1	НА 2	РК 2
l/b (на среднем диаметре)	0,468 ¹⁾	0,533	0,491 ¹⁾	0,924
$D_{ср}$, м	1,182	1,183	0,8645	0,8685
t/b (на среднем диаметре)	0,893 ¹⁾	0,834	0,732 ¹⁾	0,836
D/l	39,4	35,8	27,4	25,9
Z , шт.	52 ²⁾	72	58	90
$\alpha_{1эф}$, $\beta_{2эф}$, градус	9,85	16,97	12,68	19,7

¹⁾ Рассчитано по величине хорды «исходного» профиля ($b = 64,1$ мм).

²⁾ Степень парциальности 0,8.

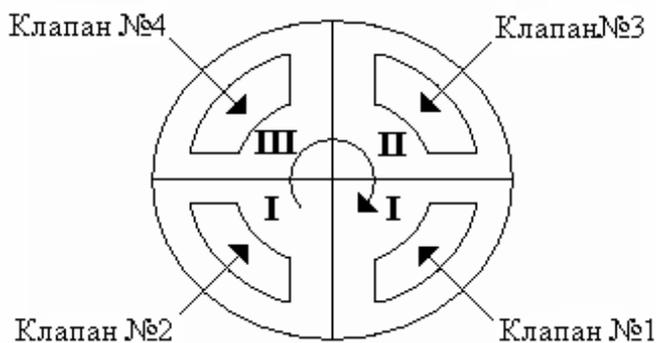


Рис. 2. Схема подвода пара

Для регулирования режима работы турбины К-325-23,5 используется парциальный подвод пара через блоки клапанов (секторов) и сопловые коробки перед первой ступенью ЦВД, представленные на рис. 2. Парциальный подвод пара приводит к неравномерности потока в окружном направлении в первых ступенях ЦВД турбины, а также к большим динамическим нагрузкам.

Камера смешения предназначена для частичного снижения окружной неравномерности потока перед НА второй ступени.

В табл. 2 представлены основные характеристики исследуемых режимов работы первых двух ступеней ЦВД паровой турбины К-325-23,5.

Таблица 2

Граничные условия для расчетов 1-ой и 2-ой ступеней ЦВД

Параметр	Режим			
	1	2	3	4
Полное давление перед 1-ой ст., МПа	22,80	21,88	20,57	9,051
Полная температура перед 1-ой ст., °С	535,5	533,6	538,2	475,0
Статическое давление за 2-ой ст., МПа	16,810	13,439	10,822	4,754
Расход, кг/с	277,87	224,64	180,89	79,47
Сектора подачи пара	<i>I, II, III</i>	<i>I, II</i>	<i>I</i>	<i>I</i>
Степень парциальности	0,8	0,6	0,4	0,4

Численные исследования проводились с помощью математической модели трехмерного турбулентного течения [2, 3], которая обладает необходимой достоверностью получаемых результатов, как по качественной структуре потока, так и по количественной оценке аэродинамических характеристик проточных частей турбомашин [4, 5].

Осевая ступень с поворотными лопатками направляющего аппарата

Выполнена оценка возможности регулирования расхода пара на исследуемых режимах работы ЦВД паровой турбины за счет изменения угла установки лопатки НА первой ступени осевого типа.

В исследовании поток пара перед НА первой ступени предполагался равномерным в окружном направлении (отсутствие парциальности), вследствие чего исчезла необходимость использования камеры смешения. Камера смешения заменена плавным переходным участком от первой ступени ко второй. Меридиональные обводы переходного участка образованы кривыми Безье третьей степени (рис. 3б).

Так как лопатки НА с удлинителями профиля нельзя использовать как поворотные, вместо них предложены новые, построенные по методике [6] с учетом имеющегося опыта модернизации исходной проточной части [1]. Также предложены новые лопатки РК второй ступени. Общий вид модернизированной проточной части представлен на рис. 3.

Расчеты 2-х ступеней выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом 2.177.280 ячеек.

В табл. 4 представлены результаты расчетов исходной и модернизированной (с поворотными лопатками НА) проточных частей для четырех режимов работы.

Из представленных результатов видно, что на номинальном режиме работы в модернизированной проточной части получено снижение потерь кинетической энергии на 9 % и увеличение мощности на 3,7 МВт.

За счет изменения угла установки лопатки НА первой ступени обеспечивается необходимый расход пара во всем диапазоне режимов эксплуатации без использования парциального подвода, но при этом для 4-го режима дополнительно необходимо уменьшение полного давления на входе до 15,9 МПа. Диапазон изменения абсолютного

тангенціального угла выхода потока из рабочего колеса первой ступени составляет около 90° , что обосновывает необходимость использования лопаток НА второй ступени малочувствительных к нерасчётным углам натекания потока.

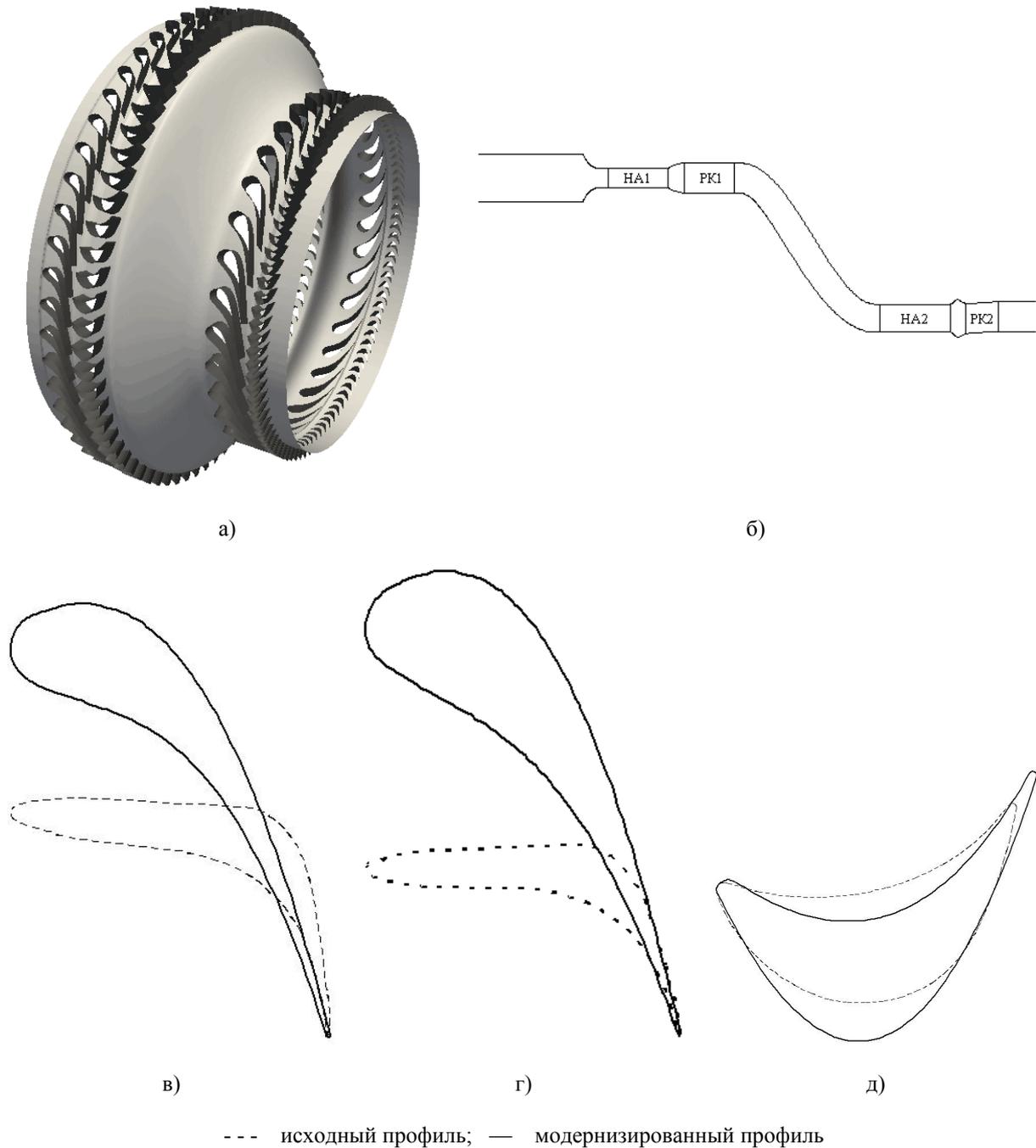


Рис. 3. Модернизированная проточная часть первых двух ступеней ЦВД паровой турбины:
a – пространственный вид; *б* – меридиональное сечение;
в – профиль лопатки НА 1-ой ступени; *г* – профиль лопатки НА 2-ой ступени;
д – профиль лопатки РК 2-ой ступени

Таблица 3

Геометрические характеристики ступеней ЦВД паровой турбины

Параметр	НА 1	НА 2	ПК 2
l , м	0,021	0,0315	0,0335
D_{cp} , м	0,591	0,43225	0,43425
Z , шт.	56	34	90
Ширина профиля b_x , м	0,07436	0,0801	0,0366
Скелетный угол α_1 , градус	0,0	0,0	53,0
Угол «заострения» входной кромки $\Delta\alpha$, градус	30,0	40,0	15,0
Эффективный угол решетки α_{2ef} , градус	77,5	77,5	-73,0
Радиус входной кромки r_1 , м	0,01	0,015	0,00136
Радиус выходной кромки r_2 , м	0,00048	0,0003	0,00045
Безразмерное расстояние за выходной кромкой d	1,2	1,5	10,5

Таблица 4

Интегральные газодинамические характеристики

Параметр	Исходная констр. (Режим 1)	Модернизированная проточная часть осевого типа. Режимы работы турбины			
		1	2	3	4
Угол установки лопатки НА1, градус	–	0	–4	–5,9	–8
$P_{0вх}$, МПа	22,8	22,8	22,8	22,8	15,9
$T_{0вх}$, К	808,5	808,5	808,5	808,5	778,25
<i>1-я ступень</i>					
$P_{1вых}$, МПа	19,05	19,14	15,49	12,309	5,38
$\xi_{1ст}$, %	19,6	13,9	25,11	31,85	38,88
$N_{1ст}$, МВт	10,14	12,39	18,68	18,69	12,45
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	66,1	72,94	15,7	–22,63	2,01
<i>2-я ступень</i>					
$P_{2вых}$, МПа	16,81	16,81	13,44	10,82	4,75
$\xi_{2ст}$, %	26,1	17,44	19,21	11,61	6,59
$N_{2ст}$, МВт	8,71	10,41	8,49	5,83	2,08
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	1,8	–17,96	–17,47	–8,5	9,71
<i>Суммарные характеристики 2-х ступеней</i>					
ξ , %	24,9	15,9	23,21	27,88	33,32
N , МВт	18,85	22,803	27,17	24,52	14,53
G , кг/с	271,672	276,662	228,331	174,634	74,779

Радиально-осевая ступень с поворотными лопатками направляющего аппарата

Потоку пара после выхода из первой ступени перед входом во вторую необходимо перейти с большего диаметра на меньший (рис. 3б). Такой переход рационально выполнить с помощью ступени радиально-осевого типа.

Рассмотрена модернизация проточной части первых двух ступеней ЦВД паровой турбины, в которой первая осевая ступень заменена ступенью радиально-осевого типа, а вторая ступень остаётся исходной. Рабочее колесо первой ступени спроектировано с помощью методики, предложенной в работе [7].

Вид радиально-осевой ступени представлен на рис. 4, а в табл. 5 приведены её основные геометрические характеристики.

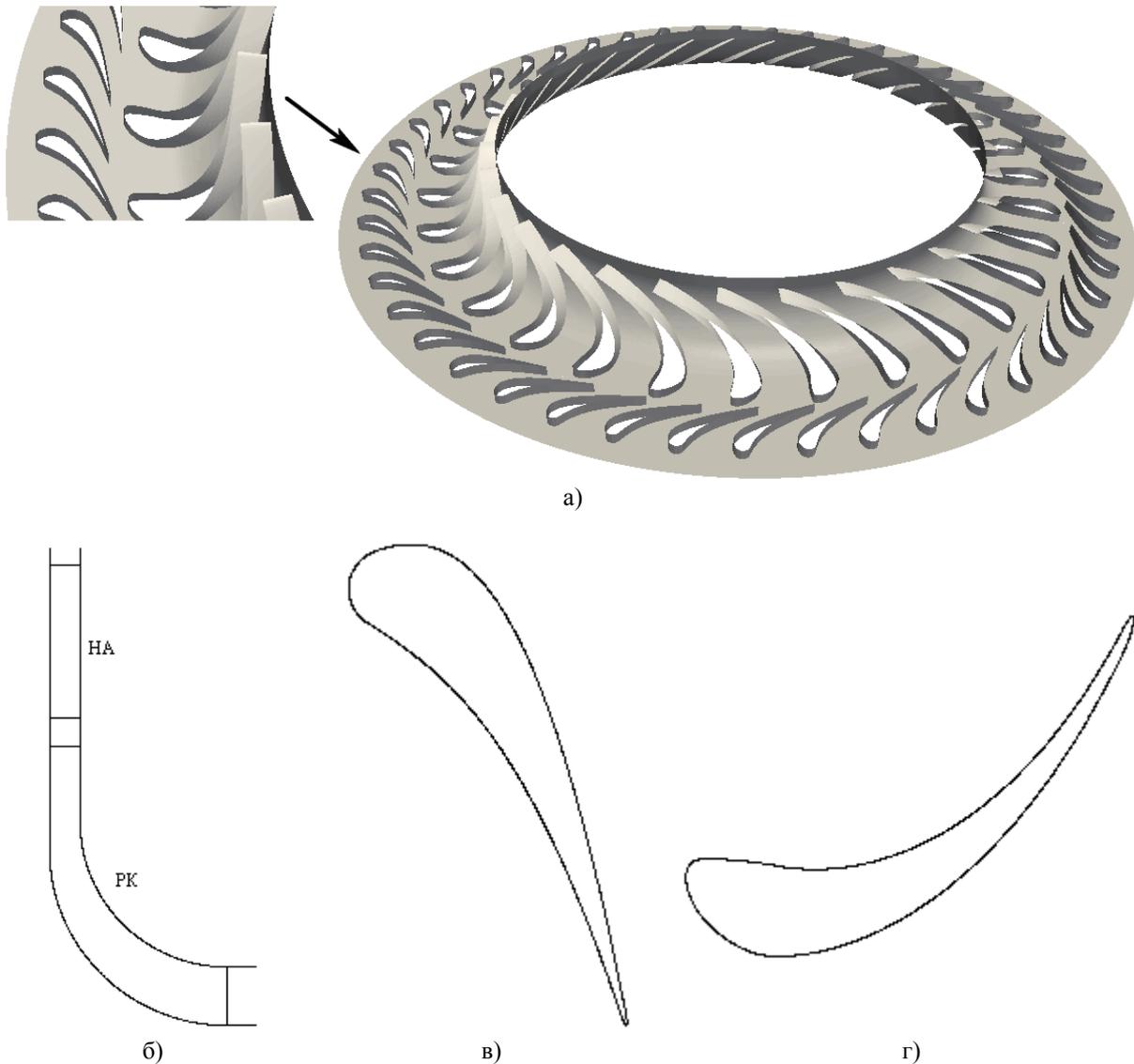


Рис. 4. Радиально-осевая ступень:
a – общий вид; *б* – меридиональное сечение;
в – направляющая лопатка; *г* – рабочая лопатка

Таблица 5

Основные геометрические характеристики 1-ой ступени радиально-осевого типа

Параметр	НА	РК
Число лопаток, шт.	48	31
Диаметр по входной кромке, м*	1,3058	1,12
Диаметр по выходной кромке, м*	1,15	0,83464
Высота канала на входе, м*	0,0155	0,0155
Высота канала на выходе, м*	0,0155	0,03
Эффективный угол решетки, градус	12,8	25,774

* По среднему сечению.

Расчеты 2-х ступеней выполнены с использованием уравнения состояния совершенного газа на сетке с суммарным числом 1.762.560 ячеек при условиях таких же, как и для регулирующей ступени осевого типа.

На рис. 5 и рис. 6 показаны изолинии статического давления, изолинии скоростей и проекции векторов скорости в каналах РК радиально-осевой ступени и НА второй ступени на номинальном режиме работы. Интегральные характеристики исходной и модернизированной конструкций приведены в табл. 6.

Таблица 6

Интегральные газодинамические характеристики

Параметр	Исходная констр. (Режим 1)	Модернизированная проточная часть. Режимы работы турбины			
		1	2	3	4
Угол установки лопатки НА1, градус	–	0	–8	–10	–10,8
$P_{0вх}$, МПа	22,8	22,68	22,72	22,75	15,9
$T_{0вх}$, К	808,5	808,5	808,5	808,5	778,25
<i>1-я ступень</i>					
$P_{1вых}$, МПа	19,05	19,11	14,91	11,93	5,32
$\xi_{1ст}$, %	19,6	7,3	18,2	25,9	29,5
$N_{1ст}$, МВт	10,14	13,32	17,03	19,1	9,91
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	66,1	9,2	–21,9	–26,7	–23,0
<i>2-я ступень</i>					
$P_{2вых}$, МПа	16,81	16,81	13,44	10,82	4,75
$\xi_{2ст}$, %	26,1	13,3	19,9	25,2	22,9
$N_{2ст}$, МВт	8,71	9,53	5,54	4,69	2,42
Абсолютный тангенциальный угол выхода потока, градус	1,8	3,4	23,9	22,9	17,1
<i>Суммарные характеристики 2-х ступеней</i>					
ξ , %	24,9	10,0	19,4	26,3	28,9
N , МВт	18,85	22,85	22,57	23,79	12,33
G , кг/с	271,672	278,150	197,650	169,384	82,749

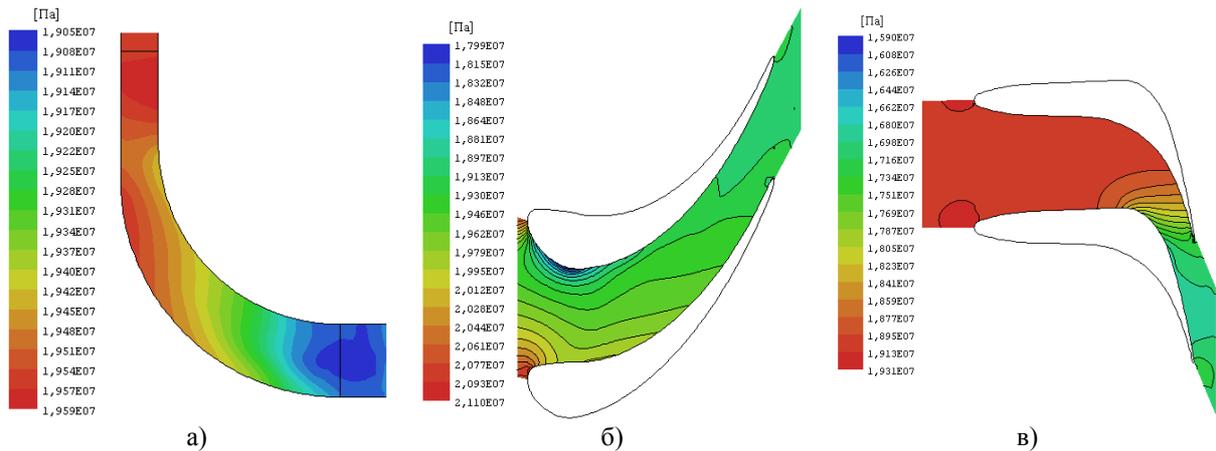


Рис. 5. Изолинии статического давления:
 а – среднее меридиональное сечение канала РК радиально-осевой ступени;
 б – среднее сечение канала РК радиально-осевой ступени;
 в – среднее сечение канала НА 2-ой ступени

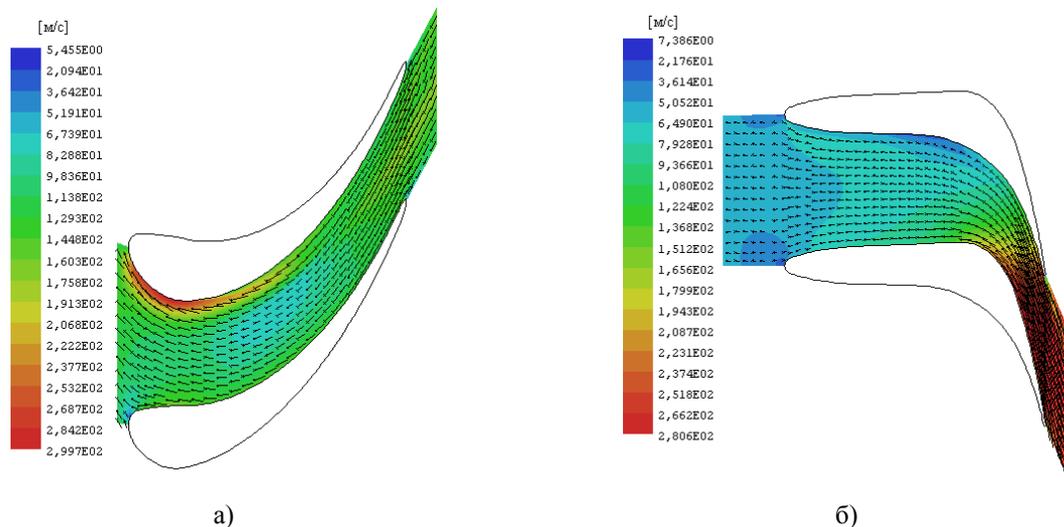


Рис. 6. Изолинии скорости и проекции векторов скорости:
 а – среднее сечение канала РК радиально-осевой ступени;
 б – среднее сечение канала НА 2-ой ступени

Из представленных результатов видно, что на номинальном режиме наблюдается благоприятная безотрывная картина течения, следствием чего является значительное увеличение эффективности работы проточной части. Суммарные потери кинетической энергии в проточной части снизились на 14,9 %, а мощность возросла на 4 МВт. На рис. 7–9 показана картина течения в РК первой ступени и НА второй ступени на частичных режимах работы.

Видно, что изменением угла установки лопатки НА 1-ой ступени (до 11° от положения на номинальном режиме) обеспечиваются все режимы работы турбины без использования парциального подвода пара. Для получения 4-го режима, также как и в случае со ступенью осевого типа, требуется снижение полного давления пара на входе до 15,9 МПа. На частичных режимах работы в канале рабочего колеса первой ступени наблюдается отрыв потока, занимающий в среднем сечении около половины канала.

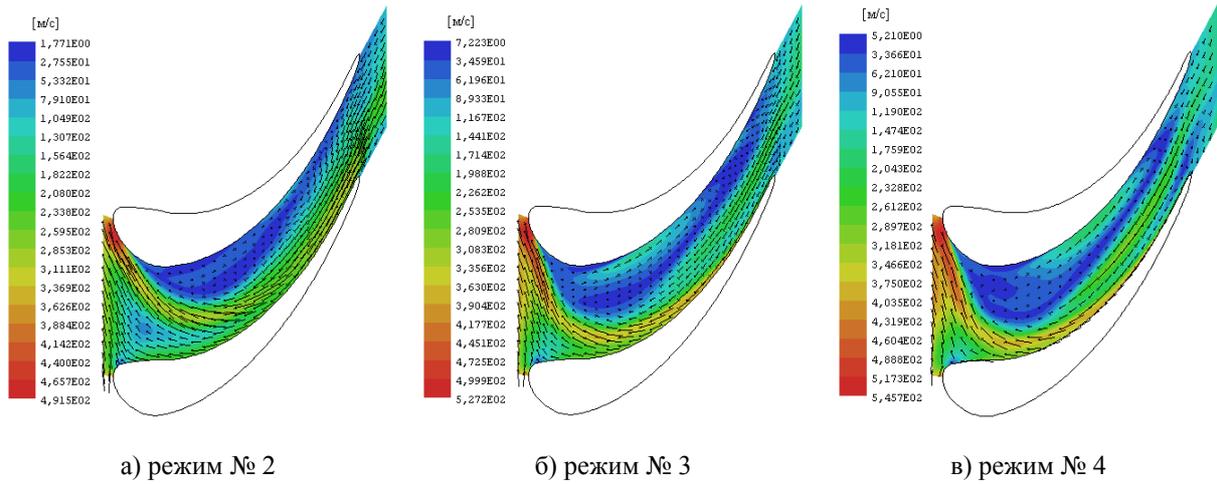


Рис. 7. Изолинии относительной скорости и проекции векторов скорости в среднем сечении канала РК радиально-осевой ступени

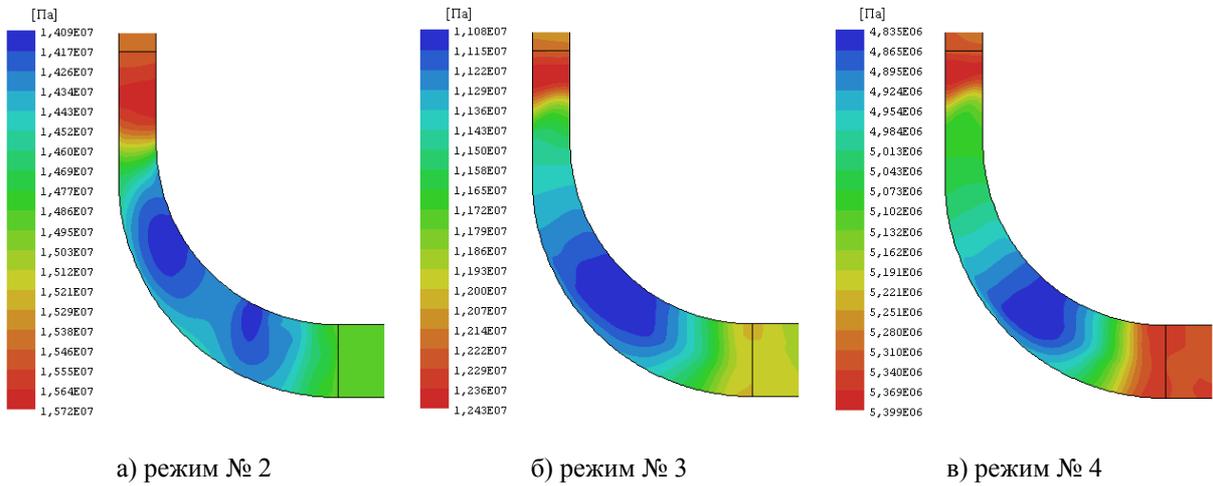


Рис. 8. Изолинии статического давления в среднем меридиональном сечении канала РК радиально-осевой ступени

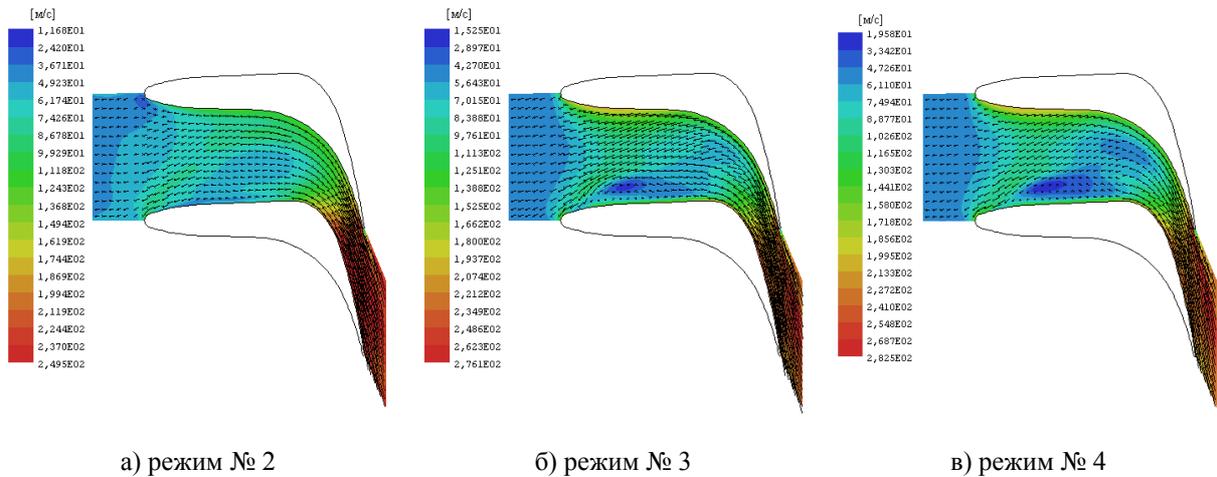


Рис. 9. Изолинии абсолютной скорости и проекции векторов скорости в среднем сечении канала НА 2-ой ступени

Диапазон изменения абсолютного тангенциального угла перед НА 2-ой ступени составляет около 36° , что значительно меньше, чем в случае осевой регулирующей ступени. Образование вихря в канале направляющего аппарата второй ступени начинается уже при углах атаки около $+20^\circ$, что заметно ухудшает интегральные характеристики ступени.

При использовании проточной части с регулирующей ступеню радиально-осевого типа с поворотными лопатками направляющего аппарата и исходной второй ступеню её интегральные газодинамические характеристики в целом лучше, чем при применении проточной части с осевой регулирующей ступеню, однако в дальнейшем целесообразно применить НА 2-ой ступени с лопатками нечувствительными к нерасчетным углам натекания потока.

Заклучение

В работе исследована возможность улучшения маневренных характеристик и газодинамической эффективности паровых турбин за счет использования регулирующих ступеней осевого и радиально-осевого типов с поворотными лопатками направляющих аппаратов. Предложены две модернизации проточной части ЦВД паровой турбины К-325-23,5 с первой ступеню осевого и радиально-осевого типов соответственно, применение которых существенно улучшило картину обтекания и газодинамические характеристики турбины по сравнению с исходной проточной частью. Так, уменьшились суммарные потери кинетической энергии пара, и увеличилась мощность первых двух ступеней проточной части ЦВД на номинальном режиме работы турбины.

Показано, что применение поворотных лопаток НА первой ступени обеспечивает все режимы работы турбины без применения парциального подвода пара и с большей газодинамической эффективностью. Проточная часть с регулирующей ступеню радиально-осевого типа в целом имеет лучшие газодинамические характеристики по сравнению с осевой ступеню.

Список литературы: 1. Русанов, А.В. Повышение эффективности работы 2-ой ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока [Текст] / А.В. Русанов, Е.В. Левченко, В.Л. Швецов, А.И. Косьянова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 3. – С. 12-18. – ISSN 2078-774X. 2. Свідозтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав. Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовінцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Ершов, А.В. Русанов. – 19.02.1996. 3. Русанов, А.В. Математическое моделирование нестационарных газодинамических процессов в проточных частях турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Русанов, С.В. Ершов. – Харьков, ИПМаш НАН Украины, 2008. – 275 с. 4. Lampart, P. Validation of turbomachinery flow solver on turbomachinery test cases [Text] / P. Lampart, S. Yershov, A. Rusanov // International conference SYMKOM'02: Compressor & turbine stage flow path theory, experiment & user verification, Ciepłne Maszyny Przepływowe. Turbomachinery, Politechnika Łódzka, Łódz, Poland. – 2002. – No. 122. – P. 63-70. 5. Хомылев, С.А. Численное исследование обтекания турбинных решеток профилей: часть 1 – верификация расчетного метода [Текст] / С.А. Хомылев, С.Б. Резник, С.В. Ершов // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – № 6. – С. 23-31. 6. Русанов, А.В. Метод аналитического профилирования лопаточных венцов проточных частей осевых турбин [Текст] / А.В. Русанов, Н.В. Пашенко, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2. – С. 32-37. 7. Русанов, А.В. Профилирование радиально-осевых турбин с использованием современных компьютерных технологий [Текст] / А.В. Русанов, О.И. Шатравка, А.И. Косьянова // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4. – С. 58-62.

© Русанов А.В., Косьянова А.И., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.165

А.В. БОЙКО, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю.Н. ГОВОРУЩЕНКО, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
А.П. УСАТЫЙ, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»;
Е.П. АВДЕЕВА, аспірантка НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ МЕЖВЕНЦОВОГО ЗАЗОРА НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ СТУПЕНИ НА ПЕРЕМЕННОМ РЕЖИМЕ

Проведено исследование влияния межвенцового зазора и последовательности подвода пара к сегментам регулирующей ступени на её эффективность на частичном режиме работы. Изложены результаты исследования, выполненные с помощью *CFD*-моделирования и других программных комплексов.

Проведені дослідження впливу міжвенцевого зазору та послідовності підводу пара до сегментів регулюючого ступеня на його ефективність на частковому режимі роботи. Викладені результати дослідження виконані за допомогою *CFD*-модельовання та інших програмних комплексів.

The investigation of axial gap influence and supply steam sequence in regulatory stage active arcs on it efficiency in partial work mode is presented. The results of studies performed using *CFD*-modeling and other software systems.

Введение

Режим работы турбоустановки оказывает значительное влияние на эффективность регулирующей ступени. При этом существенное влияние на потери в регулирующей ступени оказывает расстояние между решетками, то есть межвенцовый зазор. В настоящее время практически отсутствуют сведения о современных исследованиях по оценке влияния межвенцового зазора и режима работы на эффективность регулирующей ступени. Получение качественных и количественных оценок, позволяющих достоверно оценивать степень влияния величины межвенцового зазора на общий уровень потерь в элементах регулирующей ступени должно основываться на моделировании реальных физических процессов течения пара в ступени.

Данная статья посвящена расчетно-теоретическому исследованию трехмерного течения реальной жидкости в регулирующей ступени и определению степени влияния величины межвенцового зазора и схемы подвода пара на основные составляющие потерь энергии в ней.

Постановка задачи

В качестве прототипа объекта исследования была выбрана регулирующая ступень турбины К-325-23,5 производства ОАО «Турбоатом», представленная на рис. 1 [1]. Основные геометрические характеристики исследуемой ступени

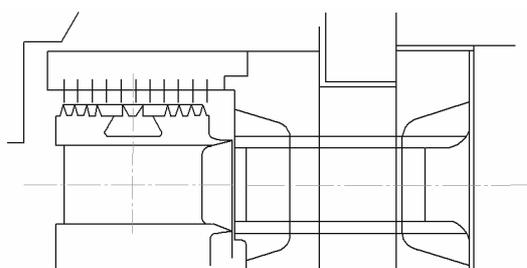


Рис. 1. Прототип регулирующей ступени типа К-325-23,5

приведены в таблице. В турбинах данного типа применяется сопловое парораспределение. Направляющий аппарат регулирующей ступени выполнен из четырех одинаковых сегментов. Очередность подвода

пара к сегментам на практике различна, поэтому целью исследования также является оценка влияния схемы подвода пара в турбину на течение рабочего тела [2].

Таблица

Геометрические характеристики регулирующей ступени

Параметр	Направляющий аппарат (НА)	Рабочее колесо (РК)
D/l	39,4	39,4
$D_{ср}$, м	1,182	1,182
t/b (на среднем диаметре)	0,893	0,834
l/b (на среднем диаметре)	0,468	0,485
$\alpha_{1эф}$, $\beta_{2эф}$, градус	10,92	17,6
Количество лопаток, шт	52	72
Степень парциальности	0,8	–

Исходные данные для расчета соответствовали режиму работы 0,54 от номинального массового расхода пара. На рассматриваемом режиме осуществляется полный подвод пара для одного сегмента сопел и частичный для второго. Начальные параметры: частота вращения ротора – 3000 об/мин; полное давление на входе в первый сегмент – 22,265 МПа; полная температура на входе в первый сегмент – 808,2 К; полное давление на входе во второй сегмент – 12,449 МПа; полная температура на входе во второй сегмент – 765,8 К; статическое давление на выходе – 10,278 МПа.

В прототипе межвенцовый зазор (δ) составляет 18 мм. В настоящем исследовании величина зазора принимает значения 8, 18 и 28 мм.

Рассматриваемые схемы подвода пара на направляющий аппарат приведены на рис. 2, где 1, 2, 3, 4 соответствуют последовательности открытия клапанов. На сегмент с номером 1 подводится пар с большим давлением, а на сегмент с номером 2, соответственно, с меньшим давлением. Значение энтальпии торможения на входе в сегменты одинаково. Вращение ротора осуществляется по часовой стрелке. Для исследуемого режима подвод пара в сегменты с номерами 3 и 4 не осуществляется.

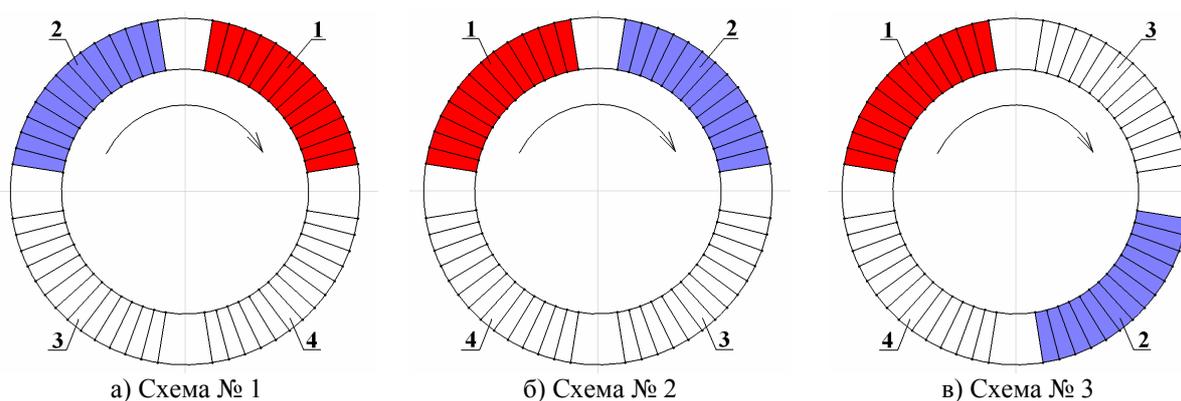


Рис. 2. Исследуемые схемы подвода пара к направляющему аппарату

Результаты расчета

Для решения поставленной задачи в работе использовались современные трехмерные *CFD*-решатели. Построение расчетной области осуществлялось с помощью, разработанной на кафедре турбиностроения НТУ «ХПИ» программы

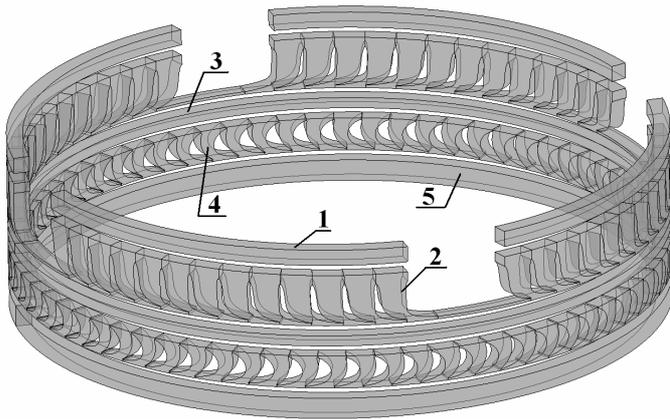


Рис. 3. Расчетный объем:

1 – входной участок; 2 – сопловая решетка; 3 – межвенцовый зазор; 4 – рабочая решетка; 5 – выходной участок

очередь для стабилизации потока за рабочим колесом. Расчетные области сопловой и рабочей решеток реализованы в соответствии с геометрией прототипа. Промежуточный участок между решетками имеет переменную ширину и служит для изменения величины межвенцового зазора. При исключении промежуточного участка 3 из расчетного объема межвенцовый зазор получается равным 8 мм. С включением участка 3 в расчетный объем межвенцовый зазор увеличивается и может соответственно принимать значения $\delta = 18$ мм и $\delta = 28$ мм.

Как известно [3], при оценке эффективности регулирующей ступени помимо потерь присущих ступеням давления, дополнительно учитываются потери на трение и вентиляцию, а также потери на концах сегментов при парциальном впуске пара. Традиционный подход к оценке потерь сводится к ряду эмпирических формул, которые включают в себя отражение физических процессов, протекающих в таких конструкциях.

Потери на трение и вентиляцию меняются в зависимости от изменения аксиального зазора, от состояния поверхности диска, а для лопаток – от углов профиля: при уменьшении зазора и наличии более гладких поверхностей диска эти потери снижаются в связи с уменьшением всасывания окружающего пара. Для расчета потерь на трение и вентиляцию ступени в общем виде используют зависимость [4]

$$\xi_{\text{т.в.}} = (a + b) \left(\frac{u}{1000} \right)^3 \frac{1}{V_2}, \quad (1)$$

где a – член, учитывающий часть потерь, приходящихся на диск

$$a = 755 \left(\frac{D_{\text{ср}} - \ell_{\text{акт}}}{100} \right)^2;$$

b – член, учитывающий часть потерь, приходящихся на лопатки

$$b = \left(1,72 \frac{A_1}{360} + 3,44 \frac{A_2}{360} \right) \sum D_{\text{ср}} (\ell_1^{1,5} + \ell_2^{1,5});$$

$D_{\text{ср}}$ – средний диаметр; $\ell_{\text{акт}}$ – средняя активная высота венцов; A_1 – дуга, занимаемая паровым щитом; при отсутствии щита $A_1 = 0$; A_2 – разность углов, соответствующих неактивной дуге и дуге, занимаемой паровым щитом; ℓ_1 и ℓ_2 – активные высоты

TopGrid, обеспечивающей эффективное построение блочно-структурированных сеток различного уровня сложности.

На рис. 3 приведен расчетный объем регулирующей ступени с дополнительными участками до и после нее. Дополнительный участок на входе в ступень выполнен для равномерного распределения поля полного давления, а выходной участок в свою

венцов; u – окружная скорость; V_2 – удельный объем пара в конце действительного процесса.

Потери на концах сегмента определяются по зависимости [3]

$$\xi_{\text{к.с.}} = C_1 \frac{G_1}{G} \frac{(w_1^2 + w_2^2)}{2u(w_{1u} + w_{2u})} \quad (2)$$

где C_1 – поправочный коэффициент, учитывающий различие между расчетом и испытанием; G – полный расход пара через лопатки; G_1 – полный расход пара; w_{1u} и w_{2u} – проекции скоростей w_1 и w_2 на направление окружной скорости.

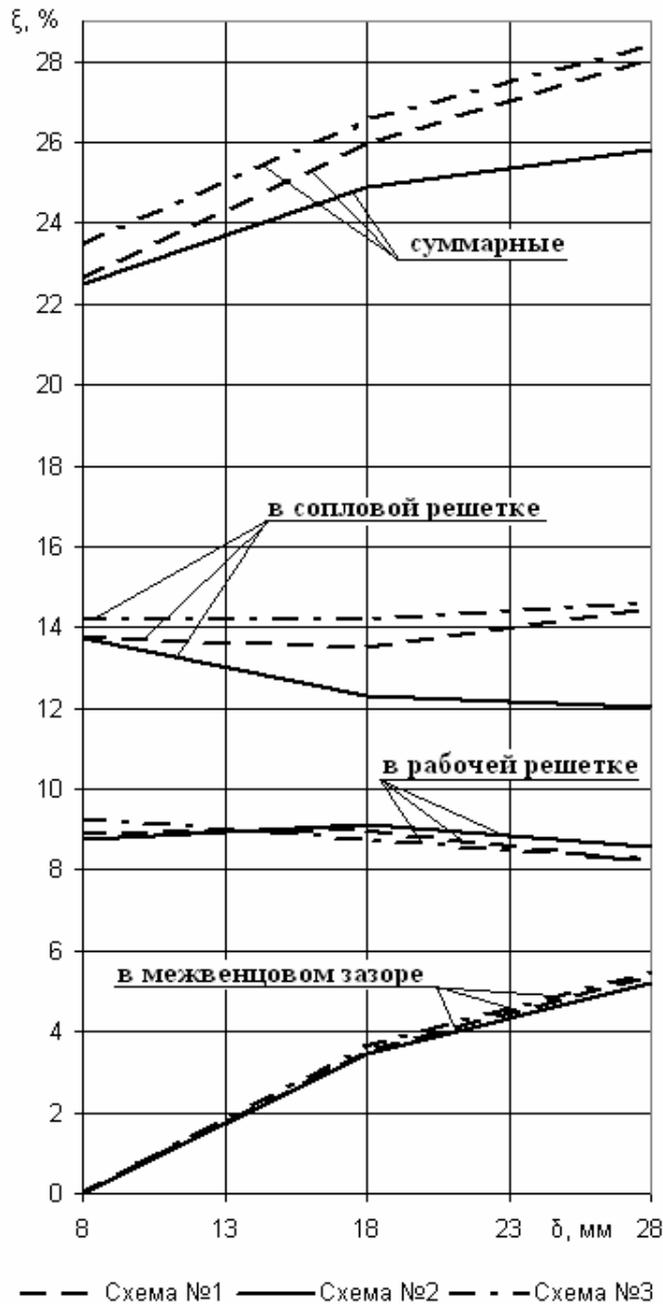


Рис. 4. Зависимость величины потерь в отдельных частях ступени от межвенцового зазора

В работе рассчитаны исследуемые схемы подвода пара при различных размерах δ . Зависимость величины потерь, осредненных по расходу, от межвенцового зазора в отдельных частях ступени представлено на рис. 4. При $\delta = 8$ мм принимаем потери в межвенцовом зазоре равными нулю, так как данный зазор учтен при построении расчетного объема сопловой и рабочей области. Из рисунка видно, что с увеличением межвенцового зазора величина потерь в сопловой решетке для схемы № 2 уменьшается, а для схем № 1 и № 3 практически не изменяется. В межвенцовом зазоре для всех схем подвода пара потери энергии существенным образом возрастают. Зависимости потерь энергии в рабочей решетке для всех схем подвода пара имеют тенденцию к уменьшению их уровня с увеличением размера межвенцового зазора. Следует отметить, что оценка потерь энергии в НА осуществлялась на расстоянии 5 мм от выходных кромок (на выходе из закрытого осевого зазора). Поэтому влияние схемы подвода пара в НА на его эффективность, по всей вероятности обусловлено учетом изменения характера течения пара в межвенцовом зазоре, т.е. изменением параметров пара за закрытым осевым зазором.

Уменьшение потерь энергии в РК от увеличения межвенцового зазора в большей степени обусловлено снижением отрицательного влияния кромочных следов НА на характер течения в каналах рабочей решетки. Увеличение потерь в межвенцовом зазоре связано в первую очередь с ростом потерь от трения и вентиляции, в связи с увеличением массы пара в межвенцовом зазоре в зоне неактивных дуг.

На рис. 4 так же представлены суммарные потери в ступени в зависимости от схемы подвода пара и δ . Из графика видно, что с уменьшением величины δ наблюдается уменьшение потерь в ступени, а, следовательно, и увеличение КПД ступени. Результаты расчета показывают более высокую эффективность применения схемы подвода пара № 2, когда вначале подводится пар с большим давлением, а затем по ходу вращения в следующий сегмент подается пар с меньшим давлением.

В схемах № 1 и № 3 величина потерь изменяется не значительно. Часто применяемая на практике схема симметричного подвода пара на сегменты регулирующей ступени вызывает наибольшие потери.

На выходе из сопловой решетки при подаче пара по схеме № 1 образуются значительные потери на концах сегмента с начальным полным давлением 22,265 МПа по ходу вращения ротора, который по своей длине в окружном направлении занимает всю область за неактивными дугами. Эффективность ступени при использовании схемы № 2 выше, за счет того, что часть потока, поступающего в межвенцовый зазор в области перемычки, при попадании в область за активным сегментом уносится основным потоком на рабочие решетки, где совершает работу.

Расчеты показали, что происходит возрастание окружной скорости с увеличением δ , что приводит (1) к увеличению потерь на вентиляцию. Суммарные потери на ступень по схеме № 2 меньше, несмотря на то, что потери в межвенцовом зазоре выше (рис. 4). Максимальные потери наблюдаются при максимальном межвенцовом зазоре и симметричной схеме подачи пара в направляющий аппарат.

Выполнив ряд расчетов можно сказать, что уменьшение межвенцового зазора и применение схемы № 2 способствуют увеличению относительного КПД ступени.

Выводы

Проведенные исследования показали возможность повышения эффективности работы регулирующей ступени путем уменьшения межвенцового зазора и изменения схемы подачи пара на сегменты направляющего аппарата на переменном режиме. Применение полученных результатов на практике позволит увеличить КПД ступени на нерасчетном режиме, что в свою очередь повлияет на работу турбины в целом.

Список литературы: 1. *Русанов, А.В.* Повышение эффективности работы 2-ой ступени ЦВД турбины К-325-23,5 при нерасчетных углах обтекания потока [Текст] / А.В. Русанов, Е.В. Левченко, В.Л. Швецов, А.И. Косьянова // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 3. – С. 12-18. – ISSN 2078-774X. 2. *Бойко, А.В.* Модель совместного расчета соплового парораспределения и проточной части осевой турбины в САПР «Турбоагрегат» [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорущенко, А.П. Усатый // Энергетика та електрифікація. – 2009. – № 12. – С. 38-44. 3. *Чупирев, Д.А.* Проектирование и тепловые расчеты стационарных паровых турбин [Текст] / Д.А. Чупирев. – Киев: МАШГИЗ., 1953. – 258с. 4. *Щегляев, А.В.* Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1976. – 368с.

© Бойко А.В., Усатый А.П., Говорущенко Ю.Н., Авдеева Е.П., 2012
Поступила в редколлегию 21.02.12

УДК 621.165

А.В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
ЛИМ ЧАН САН, ведущий исследователь Самсунг ТехВин, Республика Корея;
В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Ю.А. ЮДИН, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.Ю. ЮДИН, канд. техн. наук; с.н.с. НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА ПОТОКА ИЗ СОПЛОВОЙ РЕШЕТКИ И РЕЖИМА РАБОТЫ ТУРБИНЫ НА ПОТЕРИ ОТ УТЕЧКИ ЧЕРЕЗ РАДИАЛЬНЫЙ ЗАЗОР

Приведены результаты экспериментального исследования влияния величины периферийной утечки на экономичность малоразмерных осевых турбин, которые отличаются углом выхода потока из сопловых решеток. Установлено влияние изменения величины радиального зазора на составляющие потерь в ступени, а также на относительный внутренний и «заторможенный» КПД в широком диапазоне углов атаки рабочего колеса.

Наведені результати експериментального дослідження впливу величини периферійної витіки на економічність малорозмірних осевих турбін, які відрізняються кутом виходу потоку з соплових решіток. Встановлено вплив зміни величини радіального зазору на складові втрат в ступені, а також на відносний внутрішній та «загальмований» ККД у широкому діапазоні кутів атаки робочого колеса.

Results of an experimental research of influence of size of peripheral clearance leakage on efficiency small axial turbines, which differ by the exit angle of flow from nozzle blades are resulted. The influence of change size radial clearance on components of losses turbine stage and also on relative internal and «braked» efficiency in a wide range of angles of attack of the rotor blade is defined.

Введение

Малоразмерные турбины транспортных ГТУ, работающие при высоких температуре газа и частоте вращения ротора, выполняются, как правило, с необандаженным рабочим колесом (РК), что является вполне обоснованным при относительно небольших радиальных зазорах $\bar{\delta} = \delta/l_n = 0,01-0,03$. По сравнению с обандаженными РК они имеют более высокую экономичность, менее сложную технологию изготовления и сборки, близкие к оптимальным значения относительного шага на большей части высоты решетки [1].

Утечка газа через радиальный зазор (РЗ) является одним из основных факторов, влияющих на эффективность турбины. Практический интерес представляют данные, которые позволяют количественно определить потерю через радиальный зазор над рабочим колесом турбины. Как правило, экспериментальные данные о влиянии относительного радиального зазора $\bar{\delta}$ на заторможенный КПД η^* или на относительный внутренний КПД η_{oi} обобщают и представляют в виде следующих зависимостей: $\Delta\eta = k\bar{\delta}$ или $\Delta\eta_{oi} = k_{oi}\bar{\delta}$. Коэффициенты k и k_{oi} могут быть конкретным числом или функцией, зависящей от одного или нескольких параметров.

Формулы по учету влияния периферийной протечки

Формула А.В. Щегляева [2] для паровых турбин:

$$\Delta\eta_{oi} = 1,5\mu \frac{\pi D_{нар} \delta}{F_c} \sqrt{\frac{\rho_{нар}}{1-\rho_{ср}}} \eta_{oi0} = k_{oi} \bar{\delta}, \quad (1)$$

где
$$k_{oi} = 1,5\mu \frac{\pi D_{нар} l_l}{F_c} \sqrt{\frac{\rho_{нар}}{1-\rho_{ср}}} \eta_{oi0}.$$

В формуле (2), которая по структуре аналогична (1), сомножитель $\sqrt{\rho_{нар}/(1-\rho_{ср})}$ заменен на $(\rho_{ср} + 1,8 \cdot l_l/D_{срл})$ [3].

$$\Delta\eta_{oi} = 1,5\mu \frac{\pi D_{нар} \delta}{F_c} (\rho_{ср} + 1,8 \cdot l_l/D_{срл}) \eta_{oi0} = k_{oi} \bar{\delta}. \quad (2)$$

В обеих формулах коэффициент расхода μ потока утечки принимают 0,5. Формула Craig и Cox [4] для газовых турбин

$$\Delta\eta^* = 1,5F_k \frac{\pi D_{нар} \delta}{F_l} \eta_0^* = k \bar{\delta}, \quad (3)$$

где
$$k = 1,5F_k \frac{\pi D_{нар} l_l}{F_l} \eta_0^*.$$

Коэффициент F_k вычисляется по параметрам на периферии ступени: $\rho_{нар}$ – степени реактивности; $\psi_{нар}$ – коэффициенту скорости; $\bar{\Delta} = \Delta/l_l$ – относительной перекрыше. Определение коэффициента F_k в некоторых случаях усложняет ее использование. Следует заметить, что перекрышу Δ необходимо учитывать только при малом осевом зазоре между сопловой и рабочей решетками, а при ее выборе иметь ввиду, что есть оптимальное соотношение между $\bar{\Delta}$ и $\bar{\delta}$ [5].

В формулах (1)–(3) и других авторов [6] зависимости $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$ от относительного зазора $\bar{\delta}$ приняты линейными.

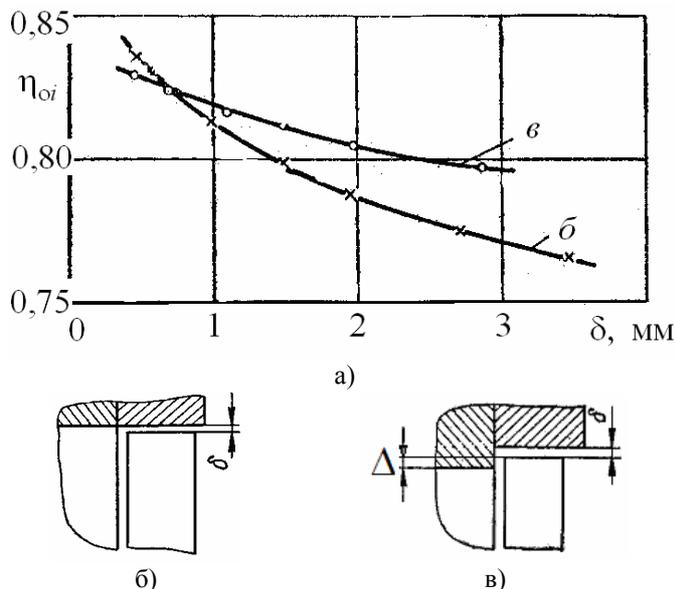


Рис. 1. Влияние РЗ на КПД η_{oi} при $u/c_{ф} = 0,55$, $l_l = 80$ мм:
 а – зависимость $\eta_{oi} = f(\delta)$; б – отрицательная перекрыша;
 в – положительная перекрыша

По данным ряда авторов линейность может нарушаться. Например [7], по данным испытаний ступеней с отрицательной перекрышей (рис. 1) коэффициент k_{oi} повышается в ~2 раза (от 2,1 до 4) при снижении относительного зазора $\bar{\delta}$ от 0,044 до 0,014. В паровых турбинах с необандаженными короткими лопатками влияние уровня $\bar{\delta}$ на потери от утечки ($\Delta\eta^*$, $\Delta\eta_{oi}$) качественно иное и учитывается показателем степени 1,4 при δ в формуле Andergub [8] и 1,2 при $\bar{\delta}$ в формуле В.К. Гребнева [9].

Из анализа источников информации по влиянию РЗ следует:

– существующие формулы охватывают узкий диапазон

режимов работы турбины близких к номинальному. На этих режимах увеличение радиального зазора от нуля до значения δ сопровождается практически одинаковым снижением относительного внутреннего КПД на $\Delta\eta_{oi}$ и заторможенного КПД на $\Delta\eta^*$. При этом основное влияние на коэффициенты k_{oi} , k оказывают: степень реактивности $\rho_{ср}$, $\rho_{нар}$; соотношение между величинами зазора δ и периферийной перекрыши Δ ; уровни КПД при нулевом зазоре η_{oi0} , η_0^* ; диапазон, в котором изменяется радиальный зазор. Учет перечисленных параметров позволяет для номинального режима прогнозировать $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$ с точностью $\pm 10\%$;

– универсальной методики определения потерь от утечки через РЗ $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$ для широкого диапазона режимов не существует, поэтому коэффициенты k_{oi} , k в формулах различных авторов могут отличаться на порядок и находятся в диапазоне от 0,5 до 5.

Ниже представлены результаты экспериментальных исследований авторов статьи о влиянии периферийной протечки на работу турбинной ступени с необандаженным РК в широком диапазоне режимов ее работы. Экспериментальные данные сравнивались с расчетом по формулам (1)–(3).

Характеристики ступеней и условия проведения эксперимента

Экспериментально исследовались три турбинные ступени, у которых рабочее колесо было одно и то же, а сопловые решетки отличались углом α_1 . Штатная сопловая решетка имела угол $\alpha_1 = 19^\circ$. Две дополнительные сопловые решетки имели углы $\alpha_1 = 27^\circ$ и 45° [10]. Геометрические параметры РК: высота рабочей лопатки $l_n = 20,73$ мм, средний диаметр $D_{ср} = 175,08$ мм, геометрический угол входа на среднем диаметре $\beta_{1z} = 60^\circ$, радиальный зазор δ принимал значения 0,22 мм, 0,6 мм и 1,0 мм за счет увеличения диаметра кольца над РК. Экспериментальный стенд позволил выполнить все основные элементы, включая входной и выходной участки газовой турбины в масштабе 1:1.

Условия лабораторных испытаний турбинной ступени: температура воздуха 310–370°K; степень расширения (отношение давлений) $ER = P_0^*/P_2 = 1,6–2,0$, максимальная частота вращения ротора $n = 8000$ об/мин. Указанная температура воздуха и дополнительные сопловые решетки позволили при относительно невысоких значениях n и меньшем, чем в натуре, параметре ER получить необходимые критерии подобия РК – M_{2t} , Re_{2t} .

В натуральных условиях трансзвуковая турбина работает с номинальной частотой вращения порядка 50000 об/мин, степенью расширения $ER \approx 2,5$ и начальной температурой $\sim 1400^\circ K$. Основные параметры на оптимальном режиме работы турбины: $u/c_\Phi = 0,57$, $\beta_1 = 60^\circ$, $\alpha_2 = 87^\circ$, $\rho_{ср} = 0,42$, $(W_{2t}/c_\Phi)^2 = 0,49$. На указанном оптимальном режиме расчетным путем определены снижения КПД $\Delta\eta_{oi}$, $\Delta\eta^*$ при увеличении зазора δ от 0,22 до 1,0 мм. По формулам (1)–(3) получены значения $\Delta\eta_{oi} = 0,082$, $\Delta\eta_{oi} = 0,069$, $\Delta\eta^* = 0,066$, соответственно, а по методике Kacker и Окаруи [6] $\Delta\eta^* = 0,076$.

Результаты экспериментальных исследований

Увеличение зазора δ от 0,22 до 1,0 мм в трех исследованных ступенях ($\alpha_1 = 19^\circ$, 27° , 45°) сопровождается снижением анализируемых КПД на $\Delta\eta_{oi} = \eta_{oi,0,22} - \eta_{oi,1,0}$ и $\Delta\eta^* = \eta_{0,22}^* - \eta_{1,0}^*$ в следующих диапазонах: $\Delta\eta_{oi} = 0,027–0,075$; $\Delta\eta^* = 0,042–0,093$ (рис. 2). На рис. 2 показаны также значения коэффициентов k_{oi} и k , которые определены экспериментально ($k_{oi} = \Delta\eta_{oi}/\bar{\delta} = 26,6 \cdot \Delta\eta_{oi}$, $k = 26,6 \cdot \Delta\eta^*$) и расчетом по формулам (2),

(3). В качестве режимного параметра, объединяющего эксперимент с исследованными сопловыми решетками, выбран угол β_1 на среднем радиусе РК.

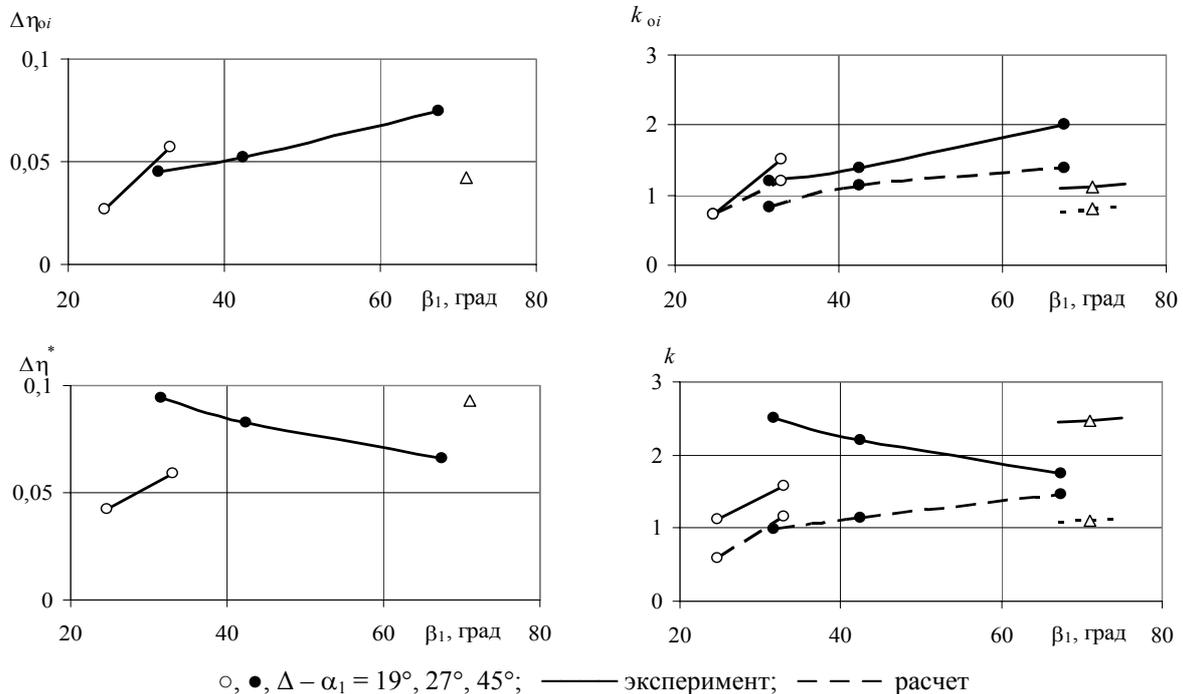


Рис. 2. Влияние изменения радиального зазора от 0,22 мм до 1,0 мм на КПД ступени

Из рис. 2 следует, что в случае безударного обтекания РК $\beta_1 \approx 60^\circ$ и близком к 90° угле потока α_2 влияние зазора на оба КПД практически одинаково ($\Delta\eta_{oi} \approx \Delta\eta^*$, $k_{oi} \approx k$, а расхождение между расчетными и экспериментальными значениями k_{oi} , k составляет $\sim 20\%$ (для ступени с $\alpha_1 = 27^\circ$). На режимах с положительными и отрицательными углами атаки расхождение увеличивается.

В приведенных ниже формулах потери от утечки включены в интегральные потери РК и введены следующие обозначения: $\Delta\zeta_r = \zeta_{r,1,0} - \zeta_{r,0,22}$ – изменение роторных потерь, $\Delta\xi_{bc} = \xi_{bc,1,0} - \xi_{bc,0,22}$ – изменение выходных потерь при увеличении зазора δ от 0,22 до 1,0 мм. С учетом этих обозначений получены следующие зависимости для определения $\Delta\eta_{oi}$, $\Delta\eta^*$:

$$\Delta\eta_{oi} = \eta_{oi,0,22} - \eta_{oi,1,0} = \Delta\zeta_r \left(\frac{W_{2t}}{c_\phi} \right)^2 + \zeta_n (\rho_{0,22} - \rho_{1,0}) + \Delta\xi_{bc}, \quad (4)$$

$$\Delta\eta^* = \eta_{0,22}^* - \eta_{1,0}^* = \frac{\Delta\zeta_r (W_{2t}/c_{ad})^2}{1 - \xi_{bc,0,22}} + \frac{\zeta_n (\rho_{0,22} - \rho_{1,0})}{1 - \xi_{bc,0,22}} + \frac{\Delta\xi_{bc} (1 - \eta_{oi,1,0} - \xi_{bc,1,0})}{(1 - \xi_{bc,0,22})(1 - \xi_{bc,1,0})}. \quad (5)$$

В этих формулах первое слагаемое учитывает изменение потерь в РК, второе – в сопловой решетке, третье – потери с выходной скоростью, а множитель $(W_{2t}/c_\phi)^2$ зависит от параметров ρ , ζ_n , α_1 , β_1 следующим образом

$$\left(\frac{W_{2t}}{c_\phi} \right)^2 = \frac{(1 - \rho)(1 - \zeta_n) \sin^2 \alpha_1}{\sin^2 \beta_1} + \rho. \quad (6)$$

Так как степень реактивности ступени на среднем радиусе r слабо зависит от δ , вторым слагаемым в уравнениях (4), (5) можно пренебречь и после преобразований получить формулы (7) и (8), увязывающие изменение КПД $\Delta\eta_{oi}$ и $\Delta\eta^*$:

$$\Delta\eta^* = (\Delta\eta_{oi} - \Delta\xi_{bc}\eta_{1,0}^*) / (1 - \xi_{bc0,22}), \quad (7)$$

$$\Delta\eta_{oi} = \Delta\eta^*(1 - \xi_{bc0,22}) + \Delta\xi_{bc}\eta_{1,0}^*. \quad (8)$$

Важно отметить, что при угле $\alpha_2 \approx 80^\circ$ увеличение радиального зазора не влияет на потерю с выходной скоростью ξ_{bc} , при $\alpha_2 < 80^\circ$ – снижает ее, а при $\alpha_2 > 80^\circ$ – повышает ξ_{bc} . Поэтому из зависимостей (7), (8) следует:

- при угле $\alpha_2 \approx 80^\circ$ $\Delta\eta^* > \Delta\eta_{oi}$;
- при угле выхода потока из РК $\alpha_2 \approx 90^\circ$ имеет место равенство $\Delta\eta^* = \Delta\eta_{oi}$;
- на режимах с очень малыми углами α_2 изменение КПД $\Delta\eta^*$ может в два раза превышать $\Delta\eta_{oi}$ (рис. 2 см. вариант сопловой решетки – $\alpha_1 = 27^\circ$).

Среди множества параметров, влияющих на изменение КПД $\Delta\eta_{oi}$, $\Delta\eta^*$ основным является $\Delta\zeta_r$, зависимость которого от угла входа потока β_1 представлена на рис. 3.

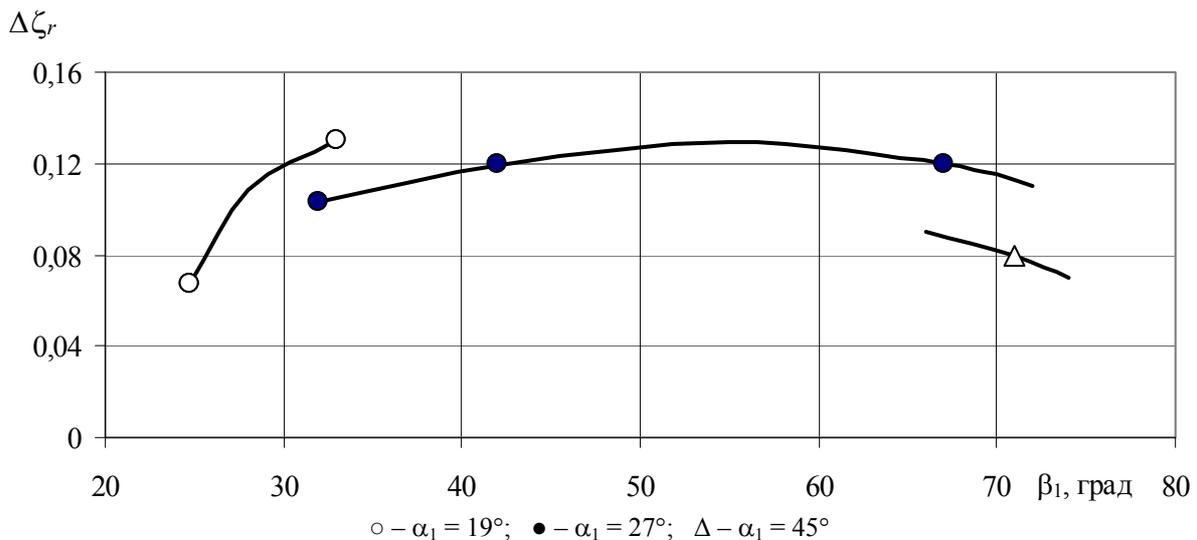


Рис. 3. Влияние радиального зазора на изменение потерь в рабочем колесе $\Delta\zeta_r$.

Из рис. 3 следует:

- при увеличении δ максимальный рост потерь в РК наблюдается на режиме безударного его обтекания ($\beta_1 \approx \beta_{1r} = 60^\circ$);
- при $\beta_1 = \text{const}$ рост угла α_1 снижает изменение $\Delta\zeta_r$. По-видимому, это связано с уменьшением числа Струхала $Sh_{л} = (u/W_{2l})(b_{л}/t_c)$ в несколько раз и повышением степени турбулентности потока перед РК (результат утолщения выходных кромок сопловой решетки при увеличении угла α_1 и уменьшения пути потока в межвенцовом зазоре).

Для определения влияния радиального зазора на КПД ступени в алгоритм ее расчета заложены экспериментальные зависимости $\Delta\zeta_r = f(\beta_1)$, $\Delta\xi_{bc} = f(\alpha_2)$ и формулы (4)–(6). Для номинального режима ступени с $\alpha_1 = 19^\circ$ и натуральных значениях ER и u/c_{ϕ}

изменение зазора $\bar{\delta}$ от 0,0106 до 0,0482 дает следующий результат: $\Delta\eta_{oi} = 0,064$, $\Delta\eta^* = 0,07$, $k_{oi} = 1,7$, $k = 1,86$.

Выводы

1 На оптимальных режимах ($\beta_1 \approx \beta_{1r}$, $\alpha_2 \approx 90^\circ$) работы турбинных ступеней, имеющих одно и тоже РК, но разные горловые площади F_c сопловых решеток, увеличение радиального зазора сопровождается практически одинаковым снижением как относительного внутреннего, так и заторможенного КПД. Величина этого снижения с точностью $\pm 10\%$ может быть определена по общепринятым формулам. В тоже время эти формулы на переменных режимах работы ступеней могут дать погрешность более 100 %.

2 Предложены формулы для расчета потерь от периферийной утечки в широком диапазоне режимов, для использования которых необходимо располагать данными о влиянии угла β_1 на изменение роторных потерь $\Delta\zeta_r$ и угла α_2 на изменение выходных потерь $\xi_{вс}$.

3 Одним из основных параметров, влияющих на потери от утечки, является степень реактивности ступени ρ , зависящая от отношения синусов углов α_1 , β_2 , а также от режимных параметров ER , u/c_ϕ . Анализ формул (4)–(6) показывает, что при сохранении параметров ρ , β_1 , β_2 увеличение угла α_1 сопровождается ростом потерь от периферийной утечки в результате повышения отношения скоростей W_{2l}/c_ϕ , то есть роли РК в формировании КПД.

Список литературы: 1. *Алексеев, К.П.* Некоторые результаты испытаний осевых ступеней турбины турбокомпрессора [Текст] / К.П. Алексеев, Б.Ф. Коваленко и др. // Труды НАМИ. – М., 1974. – Вып. 149. – С. 17-25 2. *Щегляев, А.В.* Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 368 с. 3. *Трубилов, М.А.* Паровые и газовые турбины [Текст]: учеб. для вузов / М.А. Трубилов, Г.В. Арсеньев, В.В. Фролов [и др.]; под общ. ред. А.Г. Костюка, В.В. Фролова. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 352 с. 4. *Craig, H.R.M.* Performance Estimate of Axial Flow Turbines [Text] / H.R.M. Craig, H.J.A. Cox // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. – 1971. – Vol. 185, № 32. – P. 407-424. 5. *Афанасьева, Н.Н.* Аэродинамические характеристики ступеней тепловых турбин [Текст] / Н.Н. Афанасьева, В.Н. Бусурин, И.Г. Гоголев [и др.]; под общ. ред. В.А. Черникова. – Л.: Машиностроение, 1980. – 263 с. 6. *Kacker, S.C.* A Mean Line Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency [Text] / S.C. Kacker, U. Okaaru // ASME J.E.P. – 1982. – Vol. 104. – P. 111-119. 7. *Кириллов, И.И.* Потери энергии в турбинной ступени с бандажем и без бандажа [Текст] / И.И. Кириллов, А.А. Климов // Теплоэнергетика. – 1963. – № 2. – С. 30-35. 8. *Stodola, A.* Dampf – und Gas – Turbinen [Text] / A. Stodola. – Berlin: Springer, 1924. – 1104 s. 9. *Гребнев, В.К.* Влияние радиального зазора на работу турбинных ступеней [Текст] / В.К. Гребнев // Теплоэнергетика. – 1968. – № 5. – С. 81-83. 10. *Лим, Ч.С.* Методика моделирования газодинамических процессов в высоконагруженных ступенях газовых турбин [Текст] / Ч.С. Лим, А.В. Лапузин, В.П. Субботович, Ю.А. Юдин // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2002. – Т. 12, № 9. – С. 186-190.

© Лапузин А.В., Лим Чан Сан, Субботович В.П., Юдин Ю.А., Юдин А.Ю., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.452.3.016

К. МАРАВИЛЛА ЭРРЕРА, аспирант Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков;
С.В. ЕПИФАНОВ, д-р техн. наук; проф. Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

**АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ
 КОЭФФИЦИЕНТОВ ТЕПЛОТДАЧИ НА НАРУЖНОЙ ПОВЕРХНОСТИ
 ЛОПАТКИ С УЧЕТОМ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
 ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ**

Выполнен анализ эффективности модели для определения коэффициентов теплоотдачи на поверхностях лопатки первой ступени турбины на рабочих режимах с учетом индивидуальных характеристик двигателя. Предлагаемая модель в качестве исходных данных использует измеряемые параметры двигателя. Для верификации устойчивости модели к изменению технического состояния прочной части и условий работы двигателя рассмотрено десять дефектов. Настройка модели и проверка качества ее применения выполнена с использованием нелинейной термогазодинамической модели проточной части двигателя.

Виконано аналіз ефективності моделі для визначення коефіцієнтів тепловіддачі на поверхні робочої лопатки турбіни на робочих режимах з урахуванням індивідуальних характеристик двигуна. Запропонована модель в якості вихідних даних використовує вимірювані параметри двигунів. Для верифікації стійкості моделі до зміни технічного стану проточної частини і умов роботи двигуна розглянуто десять дефектів. Налаштування моделі і перевірка якості її застосування виконана з використанням нелінійної термогазодинамічної моделі проточної частини двигуна.

An analysis in the effectiveness of a model to calculate the heat transfer coefficient along the external surface of a turbine rotor blade at working modes taking into account the engine individual characteristics is carried out. 10 different engine defects were considered for the verification of the model robustness to changes in the engine gas path and engine working conditions. The formulation and verification of the model is carried out using no-linear thermodynamics models of the engine's gas path.

Список условных обозначений

$A, K, n,$	Кoeffициенты	T	Температура
z, q, a, b		$T_0 = 288,16$	Стандартная температура
c	Абсолютная скорость	U	Окружная скорость
C_p	Удельная теплоемкость	w	Относительная скорость
D	Расчетный диаметр	α	Кoeffициент теплоотдачи
d	Характерный размер	β	Угол между вектором относительной скорости и окружным направлением
F	Площадь		Кoeffициент, учитывающий потери в радиальном зазоре и потери
G	Массовый расход	δ	дискового трения
\bar{G}	Относительный расход		КПД
h	Длина пера лопатки	η	Теплопроводность
k	Показатель адиабаты	λ	Динамическая вязкость
L	Работа	μ	Степень понижения давления
Nu	Число Нуссельта	π	Газодинамическая функция давления
n	Частота вращения, объем выборки (количество режимов)	$\pi(\lambda)$	Плотность
p	Давление	ρ	Кoeffициент восстановления давления
R	Газовая постоянная	σ	Кoeffициент, учитывающий потери при выпуске воздуха в радиальный зазор
Re	Число Рейнольдса	ξ	

Список сокращений и индексов

ВД	Каскад высокого давления	пр	Приведенное значение
г	Газ	РК	Рабочее колесо
К	Компрессор, Кельвин	СА	Сопловой аппарат
КС	Камера сгорания	СКО	Среднеквадратичное отклонение
КУ	Критериальное уравнение	ст	Станционные нужды, ступень
мод	Результаты, полученные с помощью модели	Т	Турбина, топливо
Н	Обозначение насосной работы, атмосферный	ТВД-ТНД	Переходный канал между ТВД и ТНД
НД	Каскад низкого давления	ТС	Тепловое состояние
НДС	Напряженно-деформированное состояние	<i>i</i>	Параметр на <i>i</i> -ом режиме
		*	Параметры торможения
		0	Параметры за камерой сгорания
		1	Параметры на входе в рабочее колесо
охл	Охлаждение	2	Параметры на выходе из рабочего колеса

Введение

Важная роль в обеспечении надежности газотурбинного двигателя (ГТД) принадлежит методам контроля технического состояния элементов двигателей, в частности непрерывному мониторингу выработки и прогнозированию остаточных ресурсов [1]. Это относится к критическим деталям, разрушение которых может привести к отказу двигателя. Одной из критических деталей двигателей является лопатка первой ступени турбины высокого давления. При практической реализации задачи мониторинга выработки назначенного ресурса лопатки возникает необходимость формирования модели для расчета ее ТС и НДС.

При построении точных математических моделей мониторинга ТС и НДС важную роль играет адекватное описание граничных условий теплообмена [2], в частности, значений коэффициентов теплоотдачи. Такое описание в работах А.В. Олейника [1–3] предложено выполнять с помощью мониторинговых моделей, которые имеют простую структуру, дающую возможность их применения не только в наземных, но и в бортовых системах диагностирования, и при этом обеспечивают высокую точность расчетного определения температур и напряжений в опасных точках деталей.

В предыдущих работах авторов [4–6] разработана методика формирования робастных мониторинговых моделей, устойчивых к изменению технического состояния, и применение этой методики к определению температуры, давления и скорости газа на входе в рабочую лопатку. В настоящей работе рассмотрено формирование и проверка эффективности мониторинговой модели для определения коэффициентов теплоотдачи на наружной поверхности рабочей лопатки турбины высокого давления (ТВД) ГТД наземного применения.

1 Постановка задачи

Для эффективного определения ТС и НДС лопатки первой ступени ТВД на любых эксплуатационных режимах необходимо знать ее граничные условия теплообмена. Теплоотдачу на наружной поверхности лопатки можно описать критериальными уравнениями [7, 8]

$$Nu = A \cdot Re^n, \tag{1}$$

где $Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$; $Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d}{\mu}$; n, A – коэффициенты зависящие от геометрии детали и характера пограничного слоя.

Используя (1) и поправку [3] $K_{вр} = 1 + z \cdot \left(\frac{U \cdot h}{w \cdot D}\right)^q$ на вращение рабочего колеса, получим выражение для расчета коэффициента теплоотдачи

$$\alpha = A \cdot \left(\frac{P \cdot w \cdot d}{R \cdot T \cdot \mu}\right)^n \cdot \frac{\lambda}{d} \cdot K_{вр} \quad (2)$$

Выражение (2) является базовым для формирования моделей, обеспечивающих определение коэффициента теплоотдачи по значениям параметров, измеряемых в эксплуатации. Основные требования к этой модели: ее аргументами должны быть измеряемые параметры проточной части; низкий уровень погрешностей определения коэффициента теплоотдачи; устойчивость (робастность) к индивидуальным особенностям проточной части двигателя.

2 Исходная информация

Объектом исследования является рабочая лопатка первой ступени ТВД турбовального ГТД с одновальным газогенератором и свободной турбиной. Для определения значений параметров газа на входе в рабочее колесо использовалась поузловая термогазодинамическая модель [9]. С помощью этой модели были получены значения параметров проточной части, соответствующие исправному и неисправному состояниям двигателя. Параметры на выходе из рабочего колеса были получены с помощью известных термогазодинамическим зависимостей.

Измеряемыми параметрами являются частота вращения ротора высокого давления $n_{ВД}$, температура и давление за компрессором T_K^* , p_K^* , температура и давление за ТВД $T_{ТВД}^*$, $p_{ТВД}^*$, температура за свободной турбиной (СТ) $T_{СТ}^*$ и расход топлива G_T .

3 Расчет коэффициентов теплоотдачи

Несмотря на то, что изменение локальных значений коэффициентов теплоотдачи непрерывно по обводу профиля лопатки, профиль обычно разделяют на участки (см. рис.), вдоль которых можно принимать эти коэффициенты практически постоянными и рассчитывать их, пользуясь эмпирическими критериальными зависимостями [10].

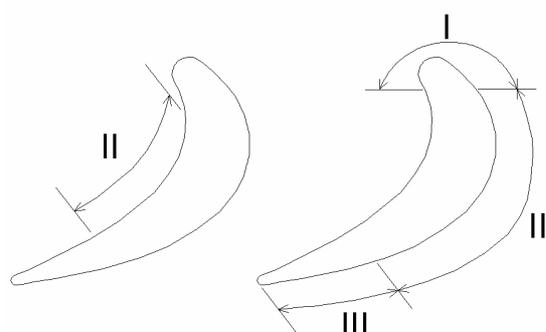


Рис. Расчетные участки поверхности лопатки

Таблица 1
Значения параметров для каждого участка

Параметр	Участок профиля		
	I	II	III
A	0,74	$f = (\beta_1 + \beta_2)/2$	0,0263
n	0,5	0,68	0,8
z	0,2	0,8	0,87
q	0,17	0,42	0,37
d	диаметр входной кромки	хорда	хорда
T	на входе	на выходе	на выходе
p	на входе	на выходе	на выходе
w	на входе	на выходе	на выходе

Исходя из этого, в дальнейшем рассмотрены три участка наружной поверхности лопатки. На каждом участке коэффициент теплоотдачи находится из выражения (2), в котором параметры имеют различные значения для каждого участка, представленные в таблице 1 [10].

Значения исходных параметров проточной части, необходимые для определения коэффициентов теплоотдачи, были рассчитаны с помощью нелинейной поузловой термогазодинамической модели для исправного и десяти неисправных состояний двигателя.

4 Модель для расчета значений коэффициентов теплоотдачи

Модель должна обеспечивать требования, указанные в разделе 1. Параметры рабочего процесса двигателя, входящие в выражение (2), непосредственно не измеряются. Их необходимо определять расчетным путем по значениям измеряемых параметров. В работах [4–6] обосновано использование следующих моделей, отражающих связи между измеряемыми и неизменяемыми параметрами:

– полная температура газа [4]

$$T_{г.пр.1}^* = T_{ТВД.пр}^* + (a \cdot G_{г.пр} + b) \cdot (T_{к.пр}^* - T_0), \quad (3)$$

– полное давление газа [5]

$$p_{г.пр.0}^* = p_{к.пр}^* \cdot (a \cdot p_{к.пр}^* + b), \quad (4)$$

– скорость в абсолютном движении [6]

$$c_{пр.1} = \sqrt{T_{г.пр.1}^*} \cdot (a \cdot T_{к.пр}^* + b), \quad (5)$$

– скорость в относительном движении [6]

$$w_{пр.1} = \sqrt{T_{г.пр.1}^*} \cdot (a \cdot p_{ТВД.пр}^* + b), \quad (6)$$

Структура моделей (3)–(6) получена из термодинамических соотношений, а зависимости коэффициентов от режима работы двигателя и внешних условий аппроксимированы на основе данных, полученных с помощью термогазодинамической модели.

Для расчета коэффициента теплоотдачи на входной кромке лопатки необходимо знать p и T . Эти параметры были получены следующим образом. Давление

$$p_{г.пр.1} = \pi(\lambda_1) \cdot \sigma_{СА} \cdot p_{г.пр.0}^*$$

В работе [5] было принято, что $\pi(\lambda_1)$ и $\sigma_{СА}$ постоянны для широкого режимов работы. Дальнейший анализ показал, что это предположение не выполняется. Поэтому $\pi(\lambda_1)$ и $\sigma_{СА}$ предложено представить как функции измеряемых параметров проточной части, тогда

$$p_{г.пр.1} = (a \cdot T_{ТВД.пр}^* + b) \cdot (a \cdot G_{г.пр} + b) \cdot p_{г.пр.0}^* \quad (7)$$

Статическая температура

$$T_{г.пр.1} = T_{г.пр.1}^* - \frac{c_{пр.1}^2}{2 \cdot Cp_1}, \quad (8)$$

где Cp_1 соответствует значениям параметров после смешения выходящего из СА охлаждающего воздуха с потоком газа, его значения приняты постоянными на всех режимах.

Значения λ и μ определены по параметрам заторможенного потока на входе в рабочее колесо $T_{w.г.1}^*$ [10].

Для расчета коэффициентов теплоотдачи на II и III участках необходимо определить параметры на выходе из рабочего колеса p_2 , T_2 и $T_{w.2}^*$.

Модель для статического давления за рабочим колесом сформирована в соответствии с методикой, представленной в работах [4–6]

$$p_{г.пр.2} = \frac{p_{г.пр.0}^*}{\pi_{ст.1}} = \frac{p_{г.пр.0}^*}{a \cdot T_{ГНД.пр}^* + b}, \quad (9)$$

где $\pi_{ст.1}$ – степень понижения статического давления в рабочем колеса, ее изменение на разных рабочих режимах хорошо описывается уравнением первого порядка с использованием в качестве аргумента параметра $T_{ГНД.пр}^*$.

Статическая температура за рабочим колесом

$$T_{г.пр.2} = \left(\frac{p_{г.пр.2}}{p_{г.пр.0}^* \cdot \sigma_{СА}} \right)^{k_1 - 1/k_1} \cdot T_{г.пр.1}^* = \left(\frac{p_{г.пр.2}}{p_{г.пр.0}^* \cdot (a \cdot T_{К.пр}^* + b)} \right)^{k_1 - 1/k_1} \cdot T_{г.пр.1}^*, \quad (10)$$

где k_1 соответствует параметрам после смешения выходящего из СА охлаждающего воздуха с потоком газа, его значения приняты постоянными на всех режимах.

Температура торможения газа в относительном движении за рабочим колесом определяется из уравнения [11]

$$T_{w.г.2}^* = T_{w.г.1}^* + \left[\left(\frac{1}{\delta} - 1 \right) \cdot \frac{L_{ст.1}^*}{Cp_1} + \frac{L_H}{Cp_1} \right].$$

Из этого уравнения и после некоторых упрощений получаем уравнение для приведенной температуры в относительном движении

$$T_{w.г.пр.2}^* = T_{w.г.пр.1}^* + \left(\text{const}_1 \cdot T_{г.пр.1}^* + \text{const}_2 \cdot n_{пр}^2 \right), \quad (11)$$

где $\text{const}_1 = \left(\frac{1}{\delta} - 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{1}{(\pi_{ст.1}^*)^{k_1 - 1/k_1}} \right) \cdot \eta_{ст}^*$; $\text{const}_2 = \frac{\xi \cdot \bar{G}_{охл.рк} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{60} \right)^2}{Cp_1}$.

Значения const_1 и const_2 постоянные на всех режимах, их значения известны для расчетного режима.

$$w_{\text{пр.2}} = \sqrt{(T_{\text{в.г.пр.2}}^* - T_{\text{г.пр.2}}) \cdot 2 \cdot Cp_1}, \quad (12)$$

где Cp_1 соответствует значению теплоемкости после смешения выходящего из СА охлаждающего воздуха с потоком газа, его значение постоянно на всех режимах.

С помощью приведенных выше соотношений были получены приведенные параметры, затем выполнено обратное приведение и рассчитаны коэффициенты теплоотдачи.

Значения λ и μ для участков II и III были определены по параметрам заторможенного потока на выходе из рабочего колеса $T_{\text{в.г.2}}^*$ [10].

Формулы (7)–(12) составляют модель для определения коэффициентов теплоотдачи на поверхности рабочей лопатки по значениям параметров, измеряемых в эксплуатации в различных рабочих условиях.

5 Анализ методической погрешности и робастности

Одним из самых важных требований к модели является робастность (устойчивость) к индивидуальным особенностям двигателей, в частности, обусловленным погрешностями изготовления и сборки деталей и узлов, а также изменением технического состояния узлов в эксплуатации (развитием неисправностей). Коэффициенты теплоотдачи на различных рабочих режимах были получены для исправного и двигателей с различными неисправностями с помощью критериального уравнения и с помощью предлагаемой модели для анализа погрешности модели и ее робастности.

В качестве источника индивидуальных особенностей рассмотрены изменения 10 характеристик узлов, описанные отклонениями соответствующих параметров на 3%: снижение расходной характеристики компрессора, КПД компрессора, каскадов турбины, коэффициентов восстановления давления в КС и переходном канале турбины, а также повышение расхода через каскады турбины и отбора воздуха на нужды внешних потребителей.

Для исправного и неисправного двигателя 123 режимы были моделированы при следующих внешних условиях: $T_{\text{Н}} = 318, 308, 303, 298, 288, 278, 268, 253$ и 243 К; $p_{\text{Н}} = 101325, 90000$ КПа и при $n_{\text{ТНД}} = 6500, 5200, 4550, 3250$ об/мин. Методическая погрешность модели для исправного и неисправных состояний двигателя описывалась значением среднеквадратичного отклонения, которое определялось следующим образом

$$\text{СКО}\alpha = \sqrt{\frac{\sum (\alpha_{i\text{-МОД}} - \alpha_{i\text{-КУ}})^2}{n}},$$

где $\alpha_{i\text{-КУ}}$ – значение коэффициента теплоотдачи на i -м режиме, рассчитанное с помощью критериального уравнения (2); $\alpha_{i\text{-МОД}}$ – значение коэффициента теплоотдачи на i -м режиме, рассчитанное с помощью предлагаемой модели; n – объем выборки (количество рабочих режимов).

В табл. 2 представлены полученные значения СКО для коэффициентов теплоотдачи для каждого из участков наружной поверхности лопатки для исправного двигателя и двигателей с различными неисправностями.

Таблица 2

Среднеквадратичные значения отклонений значений коэффициентов теплоотдачи, рассчитанных с помощью предложенной модели для различных состояний узлов двигателя

Уча- стки	Исправ- ный	$\delta\eta_K$ -0,03	δG_K -0,03	$\delta\eta_{КС}$ -0,03	$\delta\sigma_{КС}$ +0,03	$\delta\eta_{ТВД}$ -0,03	$\delta F_{СА.ТВД}$ +0,03	$\delta\sigma_{ТВД-СТ}$ +0,03	$\delta\eta_{СТ}$ -0,03	$\delta F_{СА.ТНД}$ +0,03	$\delta G_{-СТ}$ +0,03
СКО, Вт/(м ² ·К)											
<i>I</i>	18,5	66,9	17,4	16,7	51,4	88,5	197,4	50,6	14,5	22,8	14,9
<i>II</i>	25,1	64,8	18,1	20,0	35,0	20,1	291,6	19,2	17,2	31,4	19,3
<i>III</i>	50,7	68,8	31,2	35,4	83,5	52,2	648,3	52,8	29,4	63,1	32,4

Заклучение

Анализ таблицы 2 показывает, что модель обладает высокой робастностью для участков *I* и *II*, на участке *III* модель более чувствительна к изменению технического состояния узлов.

Дефект $\delta F_{СА.ТВД}$ сильно влияет на результаты для всех участков. Это связано с тем, что изменение площади влияет на скорость потока и, следовательно, на значение коэффициента теплоотдачи.

Предложенная модель может быть рекомендована для использования в системах мониторинга выработки ресурсов деталей двигателей, так как обеспечивает более точное по сравнению с базовой методикой [1] определение коэффициентов теплоотдачи во всем диапазоне режимов работы двигателей.

Для обеспечения полной робастности данной модели при изменении технического состояния узлов необходимо организовать мониторинг технического состояния сопловых аппаратов ТВД.

Список литературы: 1. Олейник, А.В. Концепция и методы мониторинга выработки ресурса авиационных ГТД на основе идентификации динамики температурного и напряженного состояния основных деталей [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.07.05; защищена 17.11.06; утв. 18.03.07 / Олейник Алексей Васильевич. – Х., 2006. – 240 с. 2. Крикунов, Д.В. Математические модели для эксплуатационного мониторинга температурного состояния деталей ГТД в системах учета выработки ресурса [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.06; защищена 19.02.04; утв. 12.05.04 / Крикунов Дмитрий Викторович. – Х., 2004. – 171 с. 3. Олейник, А.В. Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин [Текст] / А.В. Олейник, С.Ю. Шарков: учеб. пособие по курс. и диплом. проектированию. – Х: ХАИ, 1995. – 61 с. 4. Maravilla, C. A comparative analysis of turbine rotor inlet temperature models [Текст] / C. Maravilla, S. Yerifanov, I. Loboda // ASME paper GT2011-46161. – 10 p. 5. Маравилла, Эррера К. Формирование моделей для определения статического давления газа на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса [Текст] / К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3(80). – С. 58-63. 6. Маравилла, Эррера К. Формирование моделей для определения скоростей на входе в рабочее колесо турбины в системах мониторинга выработки ресурса [Текст] / К. Маравилла Эррера, С.В. Епифанов // Вестник двигателестроения. – 2011. – № 2. – С. 65-70. 7. Швеи, И.Т. Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швеи, Е.П. Дыбан. – К.: Наук. думка, 1974. – 486 с. 8. Копелев, С.З. Тепловое состояние элементов конструкции авиационных двигателей [Текст] / С.З. Копелев, С.В. Гуров. – М.: Машиностроение, 1978. – 208 с. 9. Епифанов, С.В. Синтез систем управления и диагностики газотурбинных двигателей [Текст] / С.В. Епифанов, Б.И. Кузнецов, И.Н. Богаенко. – К.: Техніка, 1998. – 312 с. 10. Копелев, С.З. Основы проектирование турбин авиадвигателей [Текст] / Копелев С.З. – М.: Машиностроение, 1988. – 327 с. 11. Степанов, Ю.В. Выбор параметров и расчет авиационной охлаждаемой газовой турбины [Текст]: учеб. пособие по курсовому и дипломному проектированию / Ю.В. Степанов. – Х.: ХАИ. – 1987. – 73 с.

© Маравилла Эррера К., Епифанов С.В., 2012
Поступила в редколлегию 27.02.12

УДК 629.7.06:621.452.3.075

Е.А. КОНОНЫХИН, магистр Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков

ПРИМЕНЕНИЕ МОНОВАЛЬНОЙ КОНСТРУКЦИИ «ВСУ-ГЕНЕРАТОР» В КАЧЕСТВЕ ЗАМЕНЫ КЛАССИЧЕСКИМ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫМ СИЛОВЫМ УСТАНОВКАМ ДЛЯ «ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО САМОЛЕТА»

В статье рассмотрена тенденция всеобщей электрификации систем современной авиации и возможность применения вспомогательной силовой установки, которая конструктивно отличается от применяемых в авиации на данный момент. Сделаны соответствующие расчеты для получения количественных показателей.

У статті розглянута тенденція загальної електрифікації систем сучасної авіації та можливість застосування допоміжної силової установки, яка конструктивно відрізняється від застосовуваних в авіації на даний момент. Зроблені відповідні розрахунки для отримання кількісних показників.

The article describes the trend of universal electrification systems of modern aircraft and the possibility of using auxiliary power unit, which is structurally different from those used in the aviation industry at the moment. The necessary calculations obtaining quantitative indicators were made.

Область эффективного использования классической электрической пусковой системы авиационных ГТД ограничивается мощностью 18 кВт (в отдельных случаях до 40 кВт) [1]. Это вызвано тем, что в качестве стартеров (стартер-генераторов) использовались коллекторные машины постоянного тока с относительно низким напряжением (27 В), которые уступают по массовым характеристикам воздушным пусковым системам. Поэтому почти все авиационные ГТД с мощностью стартера свыше 20 кВт оснащены воздушными пусковыми системами. В качестве источника сжатого воздуха в такой пусковой системе используются вспомогательная силовая установка (ВСУ), газотурбинный двигатель или наземный пусковой агрегат, а в качестве пускового устройства воздушный турбостартер. При этом сжатый воздух, генерируемый ВСУ, используется не только для запуска основных ГТД, но и для системы кондиционирования летательного аппарата. После запуска основных двигателей по тем же самым трубопроводам, по которым подавался сжатый воздух на пусковое устройство, воздух, забираемый из этих двигателей, подается в систему кондиционирования. К недостаткам данной системы относятся большая масса воздушных трубопроводов, а также высокое энергопотребление системы кондиционирования, поскольку в нее подается воздух под высоким давлением.

Прогресс в области электроники за последние десятилетия заставил мировых производителей авиационной техники пересмотреть концепцию построения системы запуска и кондиционирования воздушных суден. Так, например, на самолете Boeing 787 была разработана архитектура «no bleed architecture», при которой запуск двигателей осуществляется при помощи стартер-генераторов, электроэнергию для запуска которых вырабатывает ВСУ [2]. Воздух для системы кондиционирования подается от электроприводных компрессоров, которые сжимают воздух из атмосферы до оптимального давления. На самолете используются как традиционные электрические системы 115V AC (переменный ток), 28V DC (постоянный ток), так и нововведенные 235V AC, $\pm 270V$ DC [2]. Генераторы вырабатывают трехфазный ток 235V AC, который потом преобразовывается на четырех выпрямителях в $\pm 270V$ DC.

$\pm 270\text{V DC}$ используется для запитки контроллеров электродвигателей с изменяемой частотой вращения, и в нее входят: компрессоры системы кондиционирования, «ветряк», система генерации инертных газов и мощные гидравлические насосы [2]. При этом длину трубопроводов удалось свести к минимуму, поскольку источники гидравлической и пневматической энергии находятся непосредственно возле потребителей. По информации компании Boeing применение такой архитектуры дает значительную экономию в весе, а также увеличение топливной эффективности (почти на 2 %).

В данной статье рассматривается возможность использования на «электрических» самолетах вместо стандартной ВСУ (с относительно тихоходными генераторами) силовой установки с одной подвижной частью. На роторе такого газотурбинного двигателя расположены: постоянный магнит электрического генератора, центробежный компрессор и центростремительная турбина. Конструкция такого вала компании Capstone [3] изображена на рис. 1 (данный вал входит в состав наземной газотурбинной электростанции с рекуператором тепловой энергии).



Рис. 1. Моновал МТУ Capstone C65 ($N_э = 65 \text{ кВт}$, $m = 6,4 \text{ кг}$)

Далее в статье проведено сравнение элементов конструкции моновальной и классической ВСУ.

Генератор. Большие частоты вращения ротора (в подобных конструкциях до 100 тыс. об/мин) позволяют создать компактные генераторы. Это связано с уменьшением количества витков на обмотке для создания заданного напряжения с увеличением частоты возбуждающего электромагнитного поля. Так, например, трансформатор импульсного источника питания намного компактнее трансформатора, работающего на частоте 50 Гц при той же мощности.

Высокая частота тока, которая является негативной особенностью компактных генераторов, благодаря прогрессу в области электронных преобразователей уже не является помехой для их применения в авиационной отрасли. Кроме того, по мнению авторов аналитического обзора [4] наиболее перспективными являются бортовые сети постоянного тока высокого напряжения (рис. 2), а для них частота тока на выходе генератора не является принципиальной.

Газодинамические подшипники. Применение газодинамических подшипников избавляет ВСУ от системы смазки, а, следовательно, приводит к уменьшению веса конструкции. Кроме того, данный вид подшипников, несмотря на высокие угловые скорости, обеспечивает высокий ресурс установки (в реальных конструкциях порядка 60 тыс. часов).

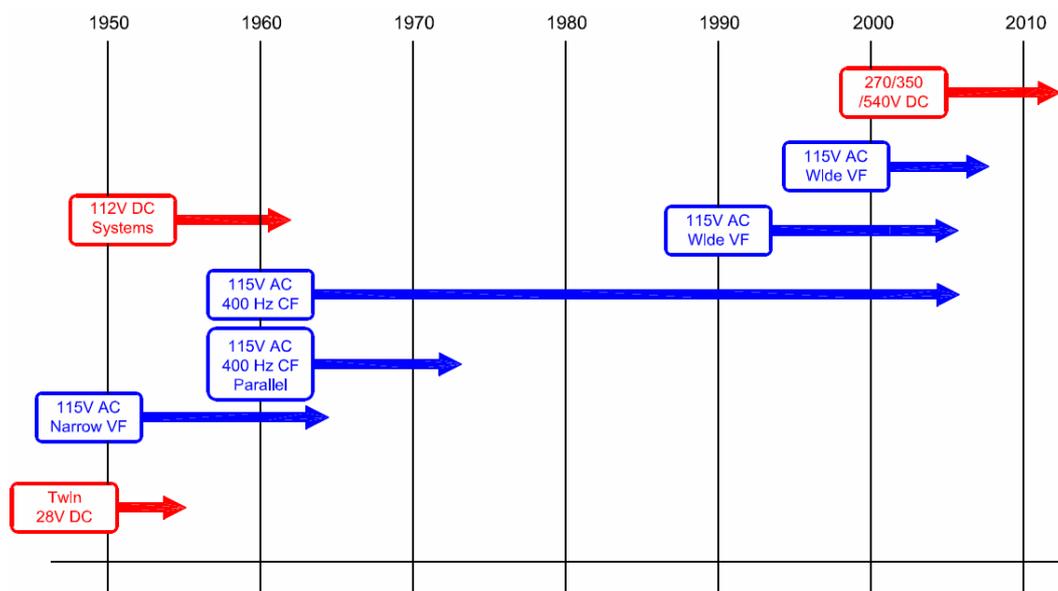


Рис. 2. Эволюция развития электрических систем

Центробежные компрессор и турбина. Благодаря тому, что в компоновке с газодинамическими подшипниками и единственной подвижной частью угловая частота вращения не ограничена работоспособностью подшипников и редуктора, можно создать наиболее сбалансированную с точки зрения прочности и газодинамического совершенства конструкцию, явными преимуществами которой являются увеличение ресурса, уменьшение массы, а также удешевление эксплуатации.

Для более детального анализа автором выполнен тепловой расчет ВСУ, профилирование крыльчатки, прочностной и газодинамический расчет центробежного компрессора при помощи метода конечных элементов (МКЭ). Тепловой расчет показал, что для ВСУ мощностью в 60 кВт при температуре газа перед турбиной в 777 °С и степени сжатия в компрессоре 5 расход воздуха составит не более 0,75 кг/с, расход топлива 40 кг/ч. При увеличении температуры газа перед турбиной до 877 °С расход топлива снизится до 35 кг/ч. Газодинамический расчет в пакете *CFX* показал, что при диаметре крыльчатки компрессора 120 мм и частоте вращения 80 тыс. об/мин она обеспечивает необходимую степень повышения давления, а потери в крыльчатке и спрямляющем аппарате даже меньше, чем те, которые были вложены в тепловой расчет. Прочностной расчет показал, что конструкция крыльчатки удовлетворяет нормам прочности. Масса ВСУ вместе с генератором составляет около 60 кг.

Список литературы: 1. Чигрин, В.С. Пусковые системы ГТД [Текст]: учеб. пособие / В.С. Чигрин, С.Е. Белова. – Рыбинск: РГАТА, 2005. – 50 с. 2. Sinnett, Mike 787 No-Bleed Systems: Saving Fuel and Enhancing Operational Efficiencies [Text] / Director Being 787 Systems Mike Sinnett: article. – USA: Boeing website. – 6 p. URb: http://boeing.com/commercial/aeromagazine/articles/qtr_4_07/AERO_Q407_article2.pdf. 01.02.12. 3. Capstone Micro Turbine Model C65 User's Manual // URb: http://globalmicroturbine.com/pdf/LFG/400017A_C65_Users_Maual_V5XX/pdf.05.02.12. 4. More Electric Aircraft//URb:http://www.die.unipd.it/~bianchi/didattica/corsi/Azionamenti_Electrici_Aerospaziale/More_Electric_Aircraft/pfd. 10.02.12.

© Кононыхин Е.А., 2012
Поступила в редколлегию 29.02.12

УДК 621.125

В.Л. ШВЕЦОВ, гл. конструктор паровых и газовых турбин
ОАО «Турбоатом», Харьков;
А.Н. ГУБСКИЙ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков;
И.А. ПАЛЬКОВ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков;
С.А. ПАЛЬКОВ, инженер ОАО «Турбоатом», Харьков

ПРОЧНОСТЬ ВЫСОКОНАПРЯЖЕННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ

Представлена технология опережающих численных исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) высоконапряженных элементов турбин. Задача решается в трехмерной постановке и основана на методе конечных элементов.

Представлена технологія випереджальних чисельних досліджень напружено-деформованого стану (НДС) високонапружених елементів турбіни. Задача вирішується в тривимірній постановці і ґрунтується на методі кінцевих елементів.

The technology of advanced numerical studies of the stress-strain state (SSS) highly stressed turbine components. The problem is solved in three-dimensional formulation and is based on the finite element method.

Введение. В настоящее время в ОАО «Турбоатом» выполняется разработка типового ряда турбин нового поколения мощностью 500...750 МВт с параметрами пара перед турбиной до 29 МПа / 600 °С. Прототипом для создания таких турбин будет служить существующая турбина К-500-240-2, при эксплуатации которой были выявлены некоторые недостатки, в частности, нарушение геометрии и поломка хвостового соединения замковых лопаток первых ступеней цилиндров высокого и среднего давлений. Для устранения этих недостатков возник вопрос о проведении более точных расчетных исследований, результаты которых были бы использованы при проектировании высоконапряженных элементов паровых турбин, в частности в расчете напряженно-деформированного состояния (НДС) хвостовых соединений замковых лопаток первых ступеней цилиндров высокого и среднего давления, в расчете НДС внутреннего корпуса цилиндра высокого давления; и удовлетворяли измененным действующим требованиям нормативной документации [1, 2] по обеспечению надежной эксплуатации турбоагрегата. Важной отличительной особенностью моделируемых объектов в данном случае является отсутствие осевой симметрии, что делает нецелесообразным применение цилиндрических координат и полностью исключает переход к 2D моделям.

По мере развития информационных технологий радикальные качественные изменения претерпевают и принципиальные основы проектного инструментария. Можно констатировать, что модельные представления, свойственные расчетно-теоретической базе инженерной науки XIX–XX в.в. и основывающиеся на существенных допущениях, неуклонно вытесняются комплексно-сопряженными моделями, имеющими в своей основе общего вида краевые задачи, определяемые системами уравнений универсальных законов механики и «вполне физическими» условиями однозначности.

С особой остротой необходимость перехода на новые принципы проектирования проявляется в области энергетики с имманентно присущим малосерийным

производством и, вследствие, проблематичностью окупаемости затрат на разработку. Ситуация осложняется устойчивой тенденцией к удорожанию натурального раздела НИР.

С другой стороны, достижения в области информационных технологий и, не в последнюю очередь, относящиеся к визуализации физических полей открывают новые возможности достижения полноты исследований с целью общего повышения качества проектирования. В отличие от ранее практикуемых подходов комплексный численный прочностной либо термочностной эксперимент позволяет на основе ординарных программно-аппаратных средств вычислительного эксперимента детально исследовать полный спектр режимов работы изделия с последующей выработкой технических мероприятий по оптимизации ключевых функциональных свойств объекта проектирования.

В предлагаемой статье представлены материалы, демонстрирующие возможности современного термочностного инструментария НИОКР, на примере высоконапряженных элементов цилиндров высокого и среднего давления паровой турбины К-500-240-2, а именно замковой группы рабочих лопаток 1-ой ступени РСД и внутреннего корпуса ЦВД, то есть элементов подверженных влиянию на них произвольно изменяющихся во времени высоких температур и давлений.

Модель и метод расчета НДС конструкции. Учитывая, что рассматриваемые элементы турбины находится в условиях сложного напряженного состояния, оценка их прочности производится на основании анализа главных напряжений по теории предельного состояния Мизеса-Генки, также известной как теория энергии формоизменения [3].

Три значения главных напряжений σ_0 представляют собой корни кубического уравнения, определяемого компонентами вектора напряжений:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \frac{1}{2}\sigma_{xz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xy} & \sigma_y - \sigma_0 & \frac{1}{2}\sigma_{yz} \\ \frac{1}{2}\sigma_{xz} & \frac{1}{2}\sigma_{yz} & \sigma_z - \sigma_0 \end{vmatrix} = 0.$$

Главные напряжения обозначаются через σ_1 , σ_2 и σ_3 . Главные напряжения упорядочены таким образом, что σ_1 представляет собой наибольшее положительное напряжение, а σ_3 – наибольшее отрицательное.

В исчислении главных напряжений σ_1 , σ_2 и σ_3 , эквивалентное напряжение по Мизесу выражено как

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\left\{ \frac{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2]}{2} \right\}}.$$

Эквивалентные напряжения связаны с эквивалентными деформациями следующим соотношением

$$\sigma_{\text{экр}} = 2 \epsilon_{\text{экр}} G,$$

где $G = E/(2(1 + \nu))$ – модуль сдвига; E – модуль Юнга; ν – коэффициент Пуассона.

При решении краевой задачи об НДС указанных элементов турбины используется метод конечных элементов [4].

Постановка задачі досліджень. Умовами чисельного експеримента передбачувалося статичне навантаження конструкції, моделююче напружено-деформоване стан при умовах, що відповідають номінальному режиму роботи.

При наявності належної вибірки з можливого спектра режимів роботи розрахунок і візуалізація фізичних полів дозволяють отримати комплексну картину властивих явищ напружено-деформованого стану, придатну для проведення факторного аналізу в інтересах інтенсифікації процесу проектування з акцентом на його найменш ресурсомістку розрахунково-інформаційну складову.

В якості об'єктів моделювання використовувалися тривимірні моделі замкового з'єднання робочих лопаток 1-ї ступені РСД і внутрішнього корпусу ЦВД турбіни К-500-240-2.

Замкове з'єднання робочих лопаток

Конструкція замкового з'єднання представлена на рис. 1–5. Замкова лопатка, не маючи опорних поверхностей, (поз. 1, рис. 2) фіксується на хвостовику диска 4-ма штифтами (поз. 3, рис. 2), посредством яких остання також взаємодіє з двома сусідніми призамковими лопатками (поз. 2, рис. 2).

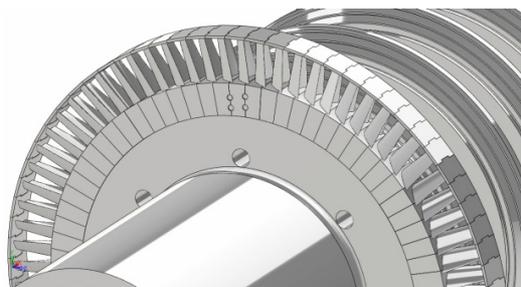


Рис. 1. Геометрична модель повністю облопаченого диска 1-ої ст. РСД

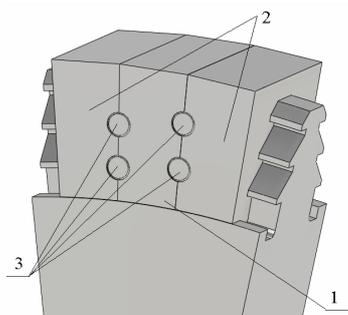


Рис. 2. Сектор диска з лопатками

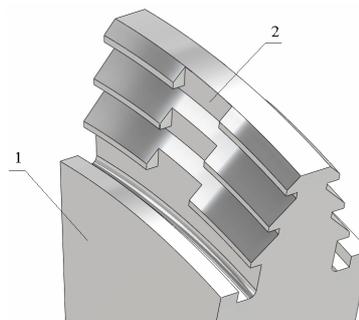


Рис. 3. Диск (поз. 1) з вирізом під замкову лопатку (поз. 2)



Рис. 4. Замкова лопатка

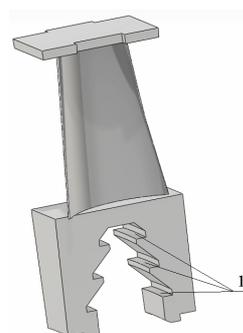


Рис. 5. Робоча лопатка з опорними поверхностями (поз. 1)

Рассматриваемая конструкция, кроме центробежных сил при частоте вращения 314,16 рад/с, испытывает воздействие растягивающей нагрузки от центробежной силы пера лопатки с бандажом.

Внутренний корпус ЦВД

Конструкция внутреннего корпуса представлена на рис. 6. Данная конструкция представляет собой фланцевое соединение верхнего и нижнего внутренних корпусов, соединенных крепежом горизонтального разъема. На предложенной модели необходимо определить общее напряженно-деформированное состояние корпуса при действии следующих силовых факторов на внутренний корпус турбины:

- распределенная нагрузка на расточки для установки диафрагм в корпусе;
- различный по продольной оси перепад давлений на стенки корпуса;
- затяжка крепежа фланцевого соединения осуществляется с использованием термозатяжки;
- контактное взаимодействие во фланцевом соединении в месте разъема;
- на корпус турбины действует гравитационное поле Земли.

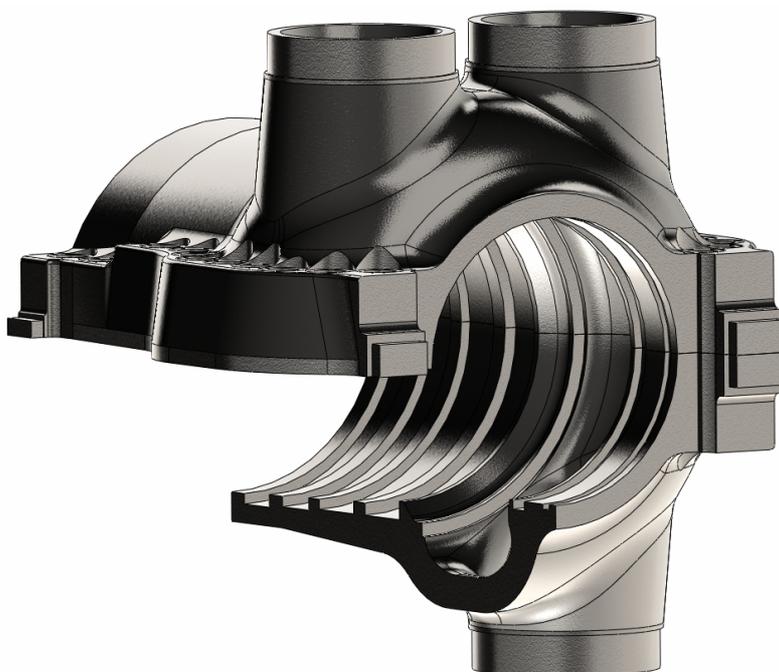


Рис. 6. Внутренний корпус ЦВД

В качестве краевых условий выступает закрепление по всем степеням свободы в части опирания нижней половины корпуса на лапы и ограничение перемещений по плоскости разъема в области упирания лап корпуса в пазы наружного корпуса.

Генерация расчетных сеток. Поскольку рассматриваемые объекты довольно сложны геометрически, при разбиении моделей на конечные элементы использовалась неравномерная тетраэдральная сетка. В тех областях, где происходит контакт элементов в соединении (на опорных поверхностях лопаток и диска, на уплотнительной поверхности фланцев корпуса), главным образом влияющий на передачу усилий между взаимодействующими элементами, задавалось сгущение сетки (рис. 7–8).

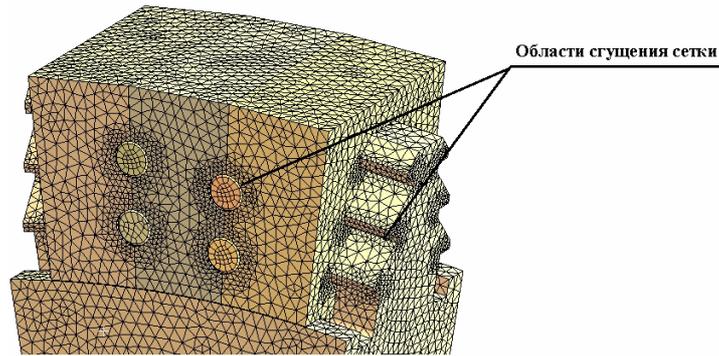


Рис. 7. Конечно-элементная модель замкового соединения

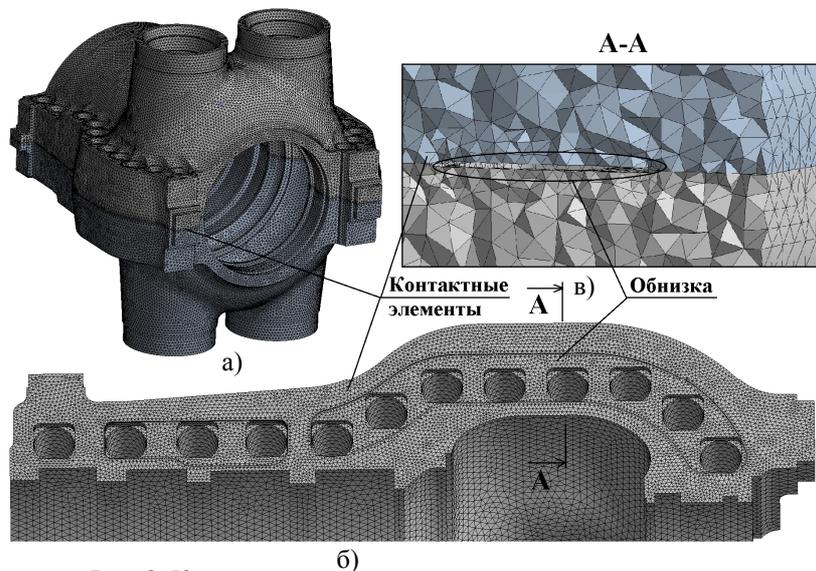


Рис. 8. Конечно-элементная модель внутреннего корпуса

Результаты работы. Полученная картина напряженно-деформированного состояния рассматриваемых элементов турбины выглядит следующим образом. На рис. 9–10 представлена картина распределения эквивалентных напряжений по Мизесу в элементах замкового соединения и внутреннего корпуса.

Приведенные на рис. 9–10 результаты расчета рассматриваемых деталей турбины свидетельствуют о существенно трехмерном напряженно-деформированном состоянии. Модель позволяет получить априорные представления о характере НДС в той или иной зоне конструкции.

Выводы. Комплексные прочностные модели нагружения элементов паровых турбин отображают свойственную физическому оригиналу взаимосвязь доминирующих факторов и вследствие этого обеспечивают бесспорное преимущество над традиционно используемыми в практике подходами, основывающимися на принципе декомпозиции.

Представленная технология опережающих численных исследований позволяет провести базовый комплекс прочностных и термопрочностных исследований высоконапряженных элементов паровых турбин.

Необходимой гарантией достоверности получаемой информации служит сопоставление серии результатов численного эксперимента и натуральных экспериментов моделей исследуемых деталей.

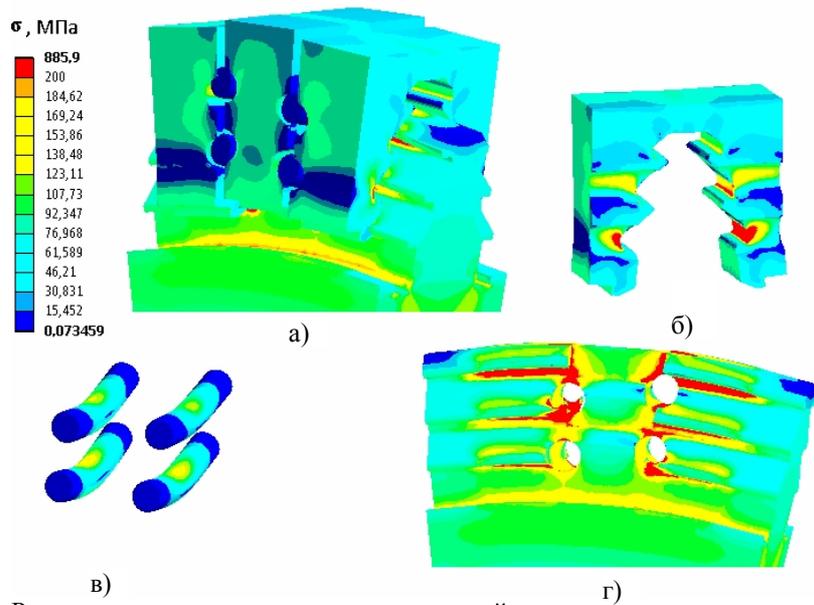


Рис. 9. Распределение эквивалентных напряжений на модели замкового соединения:
 а – деформированное состояние всей модели; б – призматической лопатки;
 в – фиксирующих штифтов; г – хвостовика диска

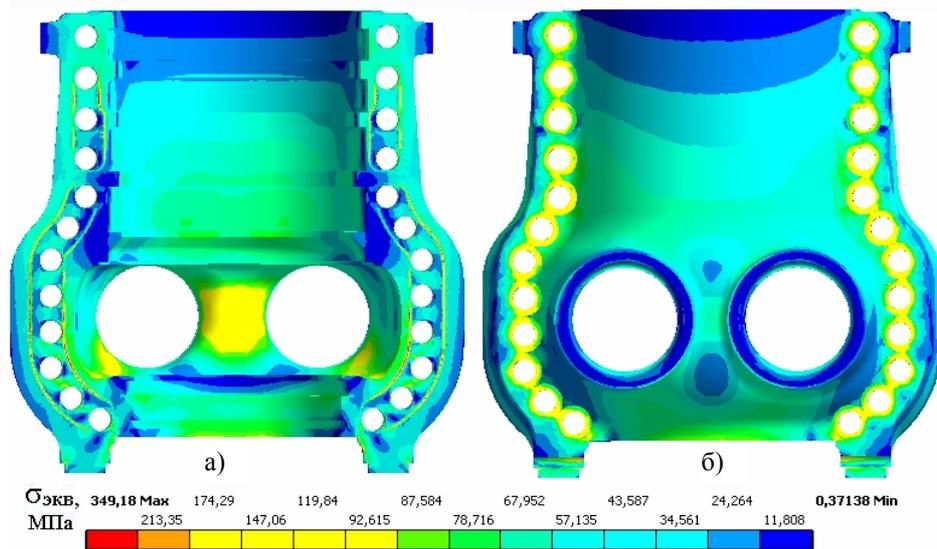


Рис. 10. Распределение эквивалентных напряжения на внутреннем корпусе:
 а – вид снизу; б – вид сверху

Список литературы: 1. Нормы расчета на прочность корпусов цилиндров и клапанов: ОСТ 108.020.132-85. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. 2. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84. – Л.: НПО ЦКТИ, 1986. 3. Туренко, А.Н. Компьютерное проектирование и расчет на прочность деталей автомобиля [Текст]: учеб. пособие / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, А.С. Степченко и др. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 336 с. 4. Зенкевич, О.К. Метод конечных элементов в технике [Текст] / О.К. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 541 с.

© Швецов В.Л., Губский А.Н., Пальков И.А., Пальков С.А., 2012
 Поступила в редколлегию 07.02.12

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАНУ, Харьков;
А.Э. КОВАЛЬСКИЙ, д-р техн. наук; ИПМаш НАНУ, Харьков

КАПЛЕУДАРНАЯ ЭРОЗИЯ ЛОПАТОЧНЫХ АППАРАТОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН. ПРОГНОЗИРОВАНИЕ И МЕТОДЫ ЗАЩИТЫ

Представлена проблема создания математических моделей эрозии лопаточных аппаратов влажнопаровых турбин, подвергаемых воздействию высокоскоростных капельных потоков. Рассмотрены пути создания современных способов ослабления влияния влаги на эрозионные процессы в проточной части.

Подано проблему створення математичних моделей ерозії лопаткових апаратів вологопарових турбін, що підпадають під дію високошвидкісних крапельних потоків. Розглянуто шляхи створення сучасних засобів послаблення впливу вологи на ерозійні процеси в проточній частині.

The problem of creation of mathematical models of erosion of the moist-steam turbine blades exposed to influence of high-speed drop streams is presented. The ways of creation of modern methods of weakening of influence of moisture erosive processes in running part are considered on.

Состояние проблемы

Наличие жидкой фазы в рабочем теле паровых турбин вызывает дополнительные потери энергии в ступенях и эрозионный износ элементов проточной части. Различная плотность компонентов рабочей среды приводит к существенному рассогласованию скоростей жидкой и паровой фаз и как следствие, к сложной картине движения многих капельных потоков, приводящий в отдельных случаях к резкой концентрации крупнодисперсной влаги в различных местах проточной части.

Большое влияние на указанные явления оказывает также конструктивное оформление последних влажнопаровых ступеней части низкого давления.

Предметом рассмотрения в настоящей работе является один из аспектов сформулированной проблемы, а именно, эрозионный износ лопаточных аппаратов.

Научный интерес к изучению рабочих процессов во влажно-паровых ступенях не ослабевает, поскольку разработанные теории возникновения, трансформации и взаимодействия капельной влаги с элементами проточной части пока не дают удовлетворительных объяснений многим физическим эффектам, связанным с присутствием в паровом потоке капельной влаги различной дисперсности.

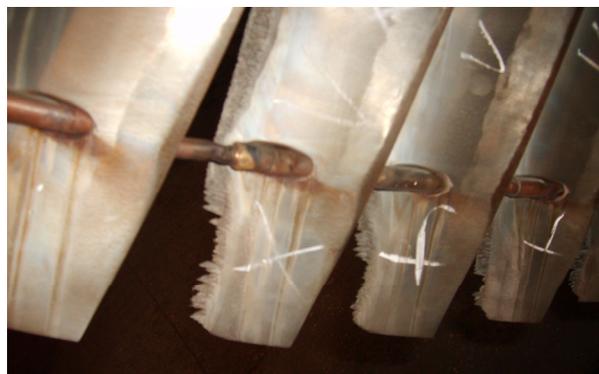


Рис. 1. Эрозионный износ рабочих лопаток турбины К-300-240 (наработка 35000 часов)

По-прежнему наблюдаются случаи серьезных повреждений рабочих лопаток последних ступеней, обусловленные возникновением в проточной части крупнодисперсной эрозионно-опасной капельной влаги (рис. 1).

Таким образом, теоретическое и экспериментальное изучение закономерностей эрозионного износа рабочих лопаток последних ступеней является актуальным и направлено на решение важной задачи стационарной энергетики – увеличение ресурса

паровых турбин для ТЭС и АЭС.

Эффективность разработанных к настоящему времени способов противоэрозионной защиты ступеней, в основном, определяется накопленным той или иной фирмой собственным опытом осуществления противоэрозионных мероприятий, а не достигнутым уровнем результатов по изучению сложных закономерностей процесса каплеударной эрозии.

Проблему эрозионного износа лопаточных аппаратов влажнопаровых турбин в целом можно разбить на два взаимосвязанных направления:

- создание надежного метода прогнозирования интенсивности эрозионного износа лопаточных аппаратов влажнопаровых турбин;
- разработка на этой основе эффективных противоэрозионных мероприятий.

Рассмотрим сначала более подробно первую задачу.

Математические модели эрозии первого поколения

В основе математических моделей эрозии первого поколения лежит принятая в том или ином виде функциональная зависимость между коэффициентом эрозионной опасности E в проточной части и выбранными параметрами ступени (геометрическими, режимными), подвергающейся воздействию эрозионной среды.

Эти модели можно представить следующей обобщенной зависимостью

$$E = a_1^{b_1} \cdot a_2^{b_2} \cdot a_3^{b_3} \cdots a_n^{b_n}, \quad (1)$$

где $a_1, a_2, a_3, \dots, a_n$ – сомножители, представляющие собой некоторые параметры влажно-паровой турбинной ступени; $b_1, b_2, b_3, \dots, b_n$ – эмпирические коэффициенты.

Оценка эрозионной опасности, которая возникает во влажно-паровой ступени с учетом ее режимных и геометрических характеристик, выполняется по критерию в виде

$$E < E_{кр}, \quad (2)$$

где критическая величина коэффициента эрозионной опасности $E_{кр}$ варьируется от одной модели эрозии к другой.

К математическим моделям эрозии первого поколения можно отнести модели МЭИ [1], фирм «Хитачи» [2], «ALSTHOM» [2], «KWU» [3], «ABB» [4] и др.

Близкими по принципу построения к указанным моделям являются модели эрозии таких фирм как «GEC Power Engineering Ltd» & «Mechanical Engineering Laboratory» (Whetstone, USA) [5], «WESTINGHOUSE ELECTRIC CORPORATION» (USA) [6].

Математические модели эрозии второго поколения

Новый этап развития эмпирических моделей эрозии был отмечен появлением в их структуре элементов, позволяющих учитывать вклад в эрозионный процесс различных эффектов, связанных с образованием и движением в проточной части эрозионно-опасных капель влаги.

К математическим моделям эрозии второго поколения, в которых присутствуют перечисленные выше элементы, можно отнести:

- модель, разработанную в «IMP PAN» (Gdansk, Poland) [7];
- модель, разработанную в «ЦКТИ» им. И.И. Ползунова (С. Петербург, Россия) В.Н. Амелюшкиным [8];
- модель, разработанную в «Institute di Macchine» (Италия) [9].

Математические модели эрозии третьего поколения

К математическим моделям эрозии третьего поколения принято относить разработки, которые определяют форму поверхности эродирующей рабочей лопатки в виде некоторой функции времени эксплуатации ступени.

Эти модели позволяют прогнозировать глубину эрозионного износа как функцию времени экспозиции (t) и осевой координаты (z) выбранной точки по обводу профиля рабочей лопатки в заданном по высоте сечении: $Y = Y(t, z)$.

Из известных в настоящее время разработок к таким можно отнести только модернизированную математическую модель эрозии «IMP PAN», а также модель «МАИ» (Москва, Россия), разработанную под руководством проф. Р.Г. Перельмана.

Особенности этой модели, а также разработанного на ее базе метода прогнозирования эрозионного износа рабочих лопаток влажно-паровых ступеней, изложены в работах [10 и др.].

Параметр каплеударной нагрузки (N_n) в модели «МАИ» определяется как количество циклов знакопеременного волнового напряжения, которое возникает в выбранной точке поверхности входной кромки на высоте заданного сечения рабочей лопатки от ударов эрозионно-опасных капель одного и того же размера.

Вместе с тем известно, что каплеударное нагружение входных кромок рабочих лопаток происходит хаотично каплями различного размера, которые располагаются на различных расстояниях от выбранной точки поверхности.

Математические модели эрозии переходного типа

К математическим моделям эрозии переходного типа, которые по своим возможностям занимают промежуточное положение между моделями второго и третьего поколений, следует отнести математическую модель эрозии, разработанную Р.М. Яблоником и В.В. Поддубенко («ЦКТИ», С. Петербург, Россия). Ее основные положения изложены в работах [11 и др.]. В модели принимается гипотеза линейного суммирования некоторой обобщенной глубины эрозионного износа (H), складывающейся из видимой (измеряемой) глубины износа (Y), и условно существующей глубины износа (Y_0), которая определяет толщину слоя, где произошло накопление микроповреждений материала.

При этом предполагается, что скорости соударения с преградой отдельных групп капель из полидисперсного потока равны скорости соударения с данной преградой капель модального размера из этого потока, а общая масса капель различного размера, приходящаяся на единицу площади эродирующей поверхности, равна такой же массе капель модального размера.

Данный вывод удовлетворительно согласуется с экспериментальными данными, полученными на каплеударном стенде «ЦКТИ», но не может быть распространен на случай каплеударного воздействия полидисперсного потока вторичной капельной влаги на входные кромки реальных рабочих лопаток влажно-паровых ступеней.

К моделям переходного типа можно отнести математическую модель эрозии, разработанную З. Румлом (фирма «SKODA», Plzen, Czech Republic) [12], модель эрозии фирмы «Jugoturbina» [13] и ЛПИ [14]. Они основываются на тех же принципах математического моделирования эрозионного процесса, которые были реализованы в модели Р.М. Яблоника и В.В. Поддубенко.

Заметим, что недостаточная физическая обоснованность перечисленных выше моделей связана, прежде всего, с игнорированием кинетической природы разрушения лопаточных материалов, находящихся под действием высокоскоростных импульсных каплеударных нагрузок.

Поэтому, необходимо рассмотреть модели физического механизма разрушения лопаточных материалов.

Модель «ЛПИ-БИТМ» (С. Петербург, Брянск, Россия) [15].

Авторы модели И.П. Фаддеев и А.В. Лагереv рассматривают механизм эрозионного разрушения как усталостный, обусловленный действием нормального напряжения на фронте упругой плоской продольной волны. Именно это и является основным недостатком модели. Действительно, многочисленные теоретические и экспериментальные исследования, например [16 и др.] показывают, что основным фактором разрушения является волна Рэлея. Кроме того, в результате гидродинамического процесса в капле на месте контакта возникает нестационарное давление. В модели «ЛПИ-БИТМ» давление удара на пятне контакта принимается стационарным, а его величина определяется в упрощенной постановке – по одномерной теории гидроудара.

Модель Дж. С. Спринджерa (University of Michigan, USA) [17].

Безусловным положительным фактором модели является то, что в ее основе лежит принцип линейного суммирования поврежденности материала на основе определения напряжений растяжения, обусловленных ударами капель. Вместе с тем, модель не обеспечивает учета времени действия этих напряжений и игнорирует роль напряжений, связанных с волной Рэлея, что является существенным ее недостатком.

Таким образом, выполненный анализ показал, что задача создания обоснованной модели каплеударной эрозии является по-прежнему актуальной и необходимой не только для создания надежных методов прогнозирования, но и для разработки эффективных методов защиты от эрозии.

Указанным требованиям отвечает модель, разработанная в Институте проблем машиностроения НАН Украины [18]. Рассмотрим ее основные положения.

Математическая модель эрозии ИПМаш НАНУ

Основными элементами структуры информационной системы прогнозирования износа является собственно модель эрозии рабочих лопаток и модель образования и трансформации влаги в проточной части.

Задача о прогнозировании эрозии ставится с позиции кинетической концепции прочности.

Эрозионная поврежденность в данной точке за время экспозиции t_3 определяется из уравнения

$$\int_0^{\omega} (1 - \omega)^k d\omega = -\frac{1}{(k+1)} \int_1^{\psi} \psi^k d\psi = 2\pi n t_3 \int_{r_R}^{\infty} r dr \int_0^{t_d} C[\sigma(r, t)]^k dt, \quad (3)$$

где n – капельная нагрузка (количество капель, выпадающее в единицу времени на единицу площади поверхности); r – расстояние от центра пятна контакта; r_R – внутренний радиус зоны нагружения; $\psi = 1 - \omega$ – параметр сплошности; ω – параметр эрозионной поврежденности; C , k – константы эрозионной поврежденности; σ – наибольшее растягивающее напряжение в рассматриваемой точке; t_d – время действия нагрузки от удара одной капли.

Временная зависимость $\sigma(r, t)$ определяется условием внутри интервала $0 \leq t \leq t_d$, а пространственная – законом затухания напряжений вдоль оси r .

При $t_3 = t_{инк}$ происходит разрушение, т.е. $\omega = 1, \psi = 0$.

В принятой модели эрозии нагрузка в зоне взаимодействия разделена на динамическую, обусловленную прохождением волны Рэлея и более длительную

квазистатическую, определяемую процессом растекания капли.

Для определения величины инкубационного периода имеем уравнение

$$t_{\text{инк}} = \left[2\pi(k+1)nC \left\langle \int_{r_R}^{\infty} r dr \int_0^{t_R} [\sigma_R(r,t)]^k dt + \int_{r_R}^{r_{\text{нк max}}} r dr \int_0^{t_{\text{ст}}} [\sigma_{\text{ст}}(r,t)]^k dt \right\rangle \right]^{-1}, \quad (4)$$

где $t_R = 0,25 d_k \frac{w'_H}{C_{\text{уд}}}$ – продолжительность «нагружения волной Релея»;

$t_{\text{ст}} = \frac{r^2 - r_R^2}{d_k w'_H} - \frac{r - r_R}{C_R}$ – продолжительность действия квазистатической нагрузки; C_R – скорость волны Релея; $C_{\text{уд}}$ – скорость ударной волны в жидкости падающей капли.

В результате интегрирования уравнения (4) после подстановок и упрощений получим

$$t_{\text{инк}} = \frac{1}{2\pi(k+1)C} \left[\sum_{i=1}^{i_{\text{max}}} n_i \frac{\sigma_{Ri}^k d_{ki}^3 w_{hi}^3}{C_R^4} \left\langle \frac{A_R(k-1)(k-2)(2k-3) + A_{\text{ст}i}(k+1)(k-4)}{(k-1)(k-2)(2k-3)(k-4)} \right\rangle \right]^{-1}, \quad (5)$$

где d_k – диаметр i -ой капли; w'_{hi} – скорость нормального соударения i -ой капли; $\sigma_{Ri} = 0,75 P'_{\text{ср}i}$ – максимальное растягивающее напряжение в волне Релея от действия i -ой группы капель в зависимости от осредненного давления на пятне контакта; $A_R = 0,18 \frac{C_R^2}{C_{\text{уд}}^2}$ – динамическая константа, возникающая в процессе интегрирования по

времени динамического нагружения; $A_{\text{ст}i} = 0,0216 \left[\frac{0,463(1-2\nu)C_R^2}{C'_{\text{уд}} w'_{hi}} \right]^k$ – статический

комплекс для i -ой группы капель, возникающий в процессе интегрирования по времени действия квазистатической нагрузки.

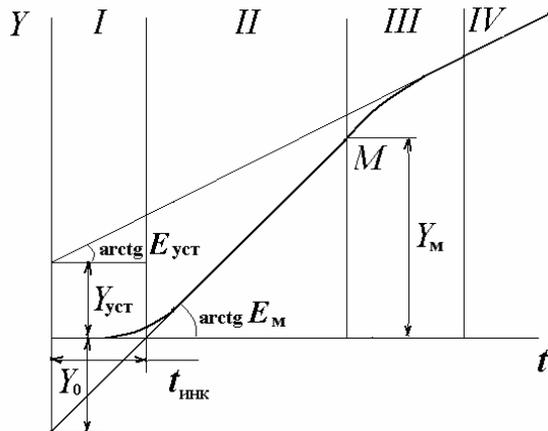


Рис. 2. Кинетическая кривая эрозии

Выражение (5) является основным результатом теории, т.к. величина инкубационного периода $t_{\text{инк}}$, характеризующая свойства рассматриваемого материала с точки зрения его способности противостоять разрушению, может быть интерпретирована как универсальная характеристика износа (рис. 2). Оно служит основой для решения более общей задачи о движении фронта разрушения вглубь детали.

Выполненные расчетные исследования показали удовлетворительное совпадение с результатами испытаний, полученными на каплеударных стендах

(рис. 3), что дало возможность успешного использования разработанной модели при создании комплексного метода прогнозирования износа рабочих лопаток.

Для этого она должна быть дополнена методом определения параметров эрозионной среды, т.е. кинематических характеристик капель.

Это делается на основе уравнения движения капель, которое для традиционно принимаемых упрощений, связанных с выделением преобладающего механизма воздействия на каплю силы аэродинамического сопротивления [19], записывается следующим образом

$$\frac{d\bar{C}'}{dt} = 0,75 C_x d_k^{-1} \rho'' \rho' C_{отн} (\bar{C}'' - \bar{C}'),$$

где $C_{отн} = |\bar{C}'' - \bar{C}'|$ – скорость парового потока относительно капли; C_x – коэффициент сопротивления капли, движущейся в потоке; d_k – диаметр капли; ρ'', ρ' – плотность пара и жидкости соответственно.

Закон распределения капель по размерам в кромочном следе принимается нормальным, а масса максимальной капли определяется по критическому значению критерия дробления Вебера $We_{кр} = 14$.

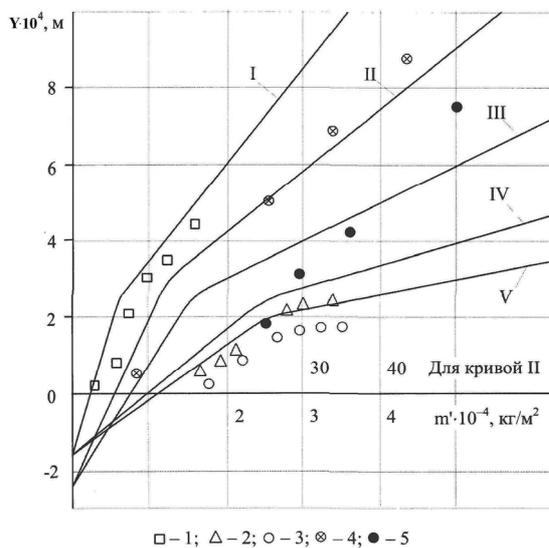


Рис. 3. Кинетическая кривая эрозионного износа образцов из материала 20X13:
 I, IV, V – 20X13, НВ = 170–181;
 II, III – 20X13, НВ = 241–260
 1, 2, 3 – опыты МЭИ (20X13, НВ = 181);
 4, 5 – опыты ЦКТИ (20X13, НВ = 241)
 I, 1 – $d_k = 1100 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 300$ м/с;
 IV, 2 – $d_k = 820 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 250$ м/с;
 V, 3 – $d_k = 690 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 250$ м/с;
 II, 4 – $d_k = 900 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 240$ м/с;
 III, 5 – $d_k = 900 \cdot 10^{-6}$ м, $w'_H = 360$ м/с

поверхности лопаток. В дальнейшем при уточнении модели процессы коррозии следует учитывать на уровне анализа физического механизма разрушения.

Рассмотрим далее второе направление проблемы эрозии – разработку эффективных противоэрозионных мероприятий.

Существующие в настоящее время способы защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД от эрозионного износа можно разбить на три основные группы: активные, пассивные и активно-пассивные [21].

Наконец, для окончательного замыкания предлагаемого метода прогнозирования износа рабочих лопаток в условиях эксплуатации турбин рассмотрена задача об идентификации модели эрозии на базе данных натурального эксперимента. Для ее реализации использован аппарат линейного регрессионного анализа. На рис. 4 показаны результаты идентификации применительно к входным кромкам рабочих лопаток последней ступени турбин 200 МВт по данным натуральных наблюдений за развитием ширины зоны износа.

Заметим, что в рассмотренной модели прямо не учитывается такой важный фактор разрушения как коррозия лопаточных материалов, влияние которой, как показано в исследованиях, выполненных под руководством чл.-корр. НАН Украины А.А. Тарелина в ИПМаш НАНУ [20], может быть существенным. Вместе с тем, как было показано выше, на современном этапе комбинация детерминированного и статистического подходов к изучению проблем эрозии позволяет осуществить достаточно надежное прогнозирование развития эрозионных повреждений на профильной

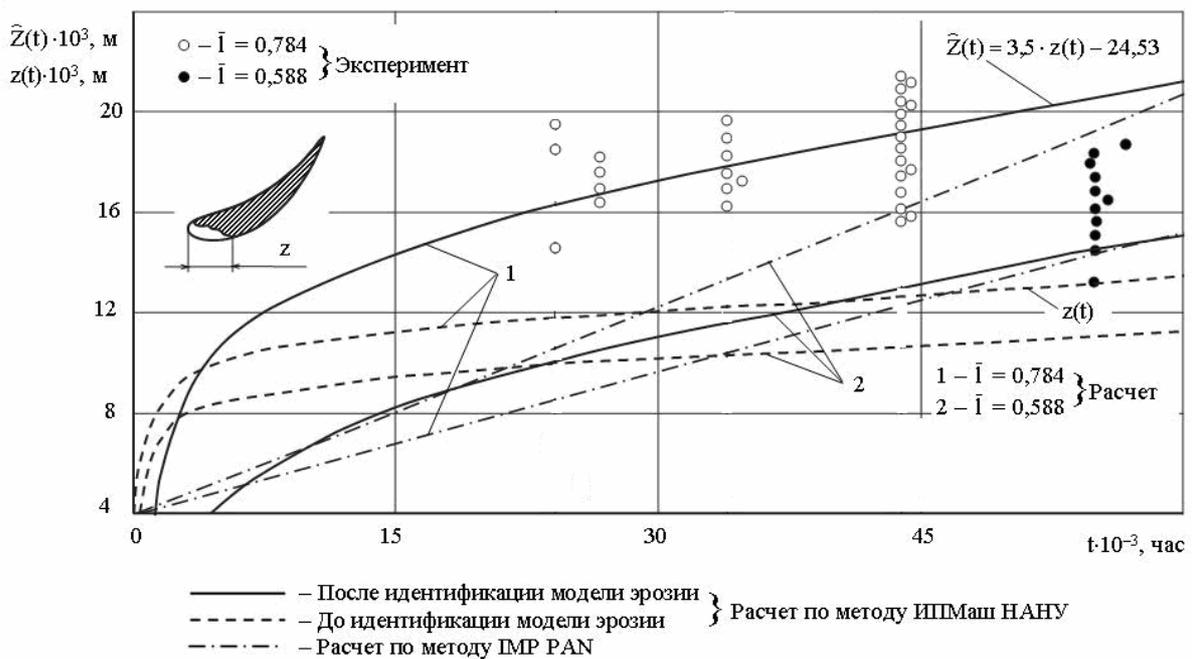


Рис. 4. Прогнозирование ширины зоны износа рабочей лопатки в различных по высоте сечениях последней ступени

К активным способам противоэрозионной защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД энергетических турбин относятся:

- а) различные способы уменьшения степени влажности пара в проточной части;
- б) активное влияние на структуру возникающей в проточной части крупнодисперсной капельной влаги, позволяющее уменьшить ее эрозионное воздействие на рабочие лопатки.

Одним из основных способов активной защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД от эрозионного износа является влагуолавливание и отвод влаги из проточной части.

Повышенная концентрация влаги на периферии данных ступеней обуславливает необходимость размещения влагуолавливающих устройств именно в этой зоне. Они могут существенно различаться по конструктивному исполнению, но при этом должны обеспечивать эффективный отвод влаги из мест ее наибольшей концентрации в проточной части.

Принцип действия влагуолавливающих устройств основан на значительном различии плотностей жидкой и паровой сред и особенностях движения влаги в подвижных и неподвижных элементах турбины.

Влагуолавливание за направляющим аппаратом. Эффективность этого способа влагуоудаления определяется отклонением к периферии капель, взвешенных в сильно закрученном потоке в межвенцовом зазоре ступени, и в значительной мере зависит от геометрических факторов. Особо сильное влияние на эффективность сепарации на НА оказывает окружная скорость предшествующего рабочего колеса. С ростом окружной скорости коэффициент влагуоудаления резко уменьшается. Поэтому существующие в настоящее время в последних ступенях конструкции малоэффективны [22].

Влагуоудаление за рабочим колесом. Основным фактором, способствующим сепарации влаги за рабочим колесом является перемещение влаги к периферии под действием инерционных сил от вращения рабочего колеса. Периферийные

влагоулавливающие кольца, установленные за рабочим колесом, широко применяются в турбостроении. Эффективность этого типа влагоудаления зависит как от режимных параметров ступени, так и от конструктивных характеристик влагоулавливающего устройства. Некоторые результаты многочисленных опытов, проведенных как на моделях, так и на натуральных ступенях представлены в [23]. При окружных скоростях более 300 м/с, что характерно для влажнопаровых ступеней низкого давления, уровень коэффициента сепарации ψ составляет менее 2,5 %.

Вместе с тем, следует отметить, что рассмотренными влагоулавливающими устройствами удаляется наиболее крупнодисперсная влага, сосредоточенная на периферии ступени, что снижает эрозию входной кромки рабочего колеса и уменьшает потери энергии. Таким образом, полностью отказываться от этого вида влагоудаления нельзя, но необходима принципиально новая концепция, которая смогла бы в значительной мере улучшить показатели влагоудаления.

Внутриканальная сепарация влаги. Существенного увеличения коэффициента сепарации можно достигнуть за счет применения внутриканального влагоудаления, когда пленка влаги, образуемая на поверхности направляющих лопаток и являющаяся источником крупных (а, следовательно, и эрозионноопасных) капель в проточной части, отводится через щели различной конфигурации в полые направляющие лопатки [24].

Перспективность этого метода послужила причиной достаточно активного использования его в конструкциях турбин различных турбостроительных заводов СНГ и зарубежных фирм.

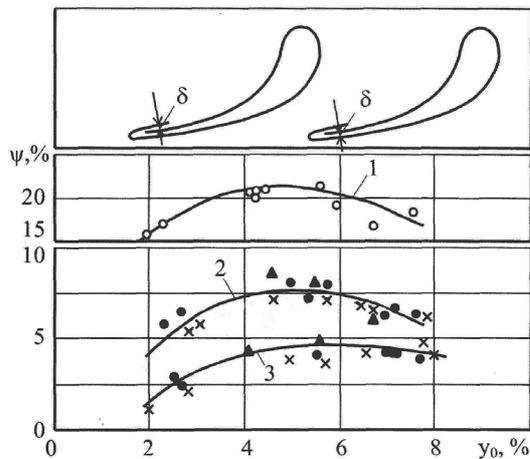


Рис. 5. Относительный расход влаги, движущейся в пленке по направляющим лопаткам ($\delta = 1 \cdot 10^{-3}$ м):
 1 – суммарный расход с вогнутой и выпуклой сторон;
 2 – расход с вогнутой стороны лопатки на периферийной половине;
 3 – то же с выпуклой стороной;
 × – результаты опытов при $\delta = 2 \cdot 10^{-3}$ м;
 Δ – результаты опытов с увеличенным отсосом

В соответствии с многочисленными экспериментальными исследованиями общее количество влаги, движущейся в пленке по вогнутой и выпуклой сторонам направляющих лопаток, достигает 20 % от всей влаги, находящейся в потоке. Причем в верхней половине лопатки сосредоточено $\sim 2/3$ всей пленочной влаги (рис. 5).

Очевидно, что наиболее эффективно располагать влагоотводящие устройства на вогнутой стороне в выходной части лопаток. Что касается выпуклой стороны лопатки, то эксперименты показывают, что эффективными являются влагоотводящие щели, расположенные на выпуклой стороне лопатки вблизи входной кромки, улавливающие наиболее крупнодисперсную влагу, попадающую на входные кромки под большими углами атаки. Такую конструкцию имеет, например, диафрагма ОАО «Турбоатом».

Коэффициент влагоудаления в такие устройства составляет на номинальном режиме ~ 6 %, увеличиваясь на частичной

нагрузке до (7–8) %. Однако, т.к. такие влагоотводящие устройства расположены на входной кромке лопатки, то к выходной кромке на выпуклой стороне лопатки

скапливается еще достаточное количество влаги, подлежащей удалению. По данным [22] это количество составляет (1,5–2) %, а для лопатки с удлиненной входной частью может возрасти в 1,5–2 раза.

На вогнутой стороне лопатки на участке от середины лопатки до выходной кромки количество влаги в пленке может составлять (3–4) %. Таким образом, даже наличие достаточно развитой системы влагоудаляющих щелей на поверхности лопатки оставляет не удаленной (6–7) % пленочной влаги, представляющей наибольшую эрозионную опасность, что указывает на резервы дальнейшего совершенствования внутриканального влагоудаления.

Модернизация систем сепарации влаги.

Проведенный краткий анализ состояния вопроса по эффективности существующих систем влагоудаления в ЦНД паровых турбин показывает, что могут быть сформулированы следующие направления модернизации систем сепарации:

1 Совершенствование систем удаления влаги на периферийных обводах ступеней. При этом должна решаться комплексная задача повышения эффективности отбора влаги с одновременным снижением утечек рабочего тела во влагоулавливающие щели.

2 Разработка новых подходов к повышению эффективности внутриканального влагоудаления.

Традиционные способы повышения эффективности периферийного влагоудаления, используемые еще с 70-х годов XX столетия в конструкциях последних ступеней мощных паровых турбин, связаны, главным образом, с увеличением ширины влагоотводящего канала, что сопровождается существенным ростом потерь энергии с паром, отводимым через щелевой зазор.

Наиболее перспективным на наш взгляд направлением совершенствования периферийного влагоудаления является использование для улавливания и удержания влаги на периферийном обводе желобчатых поверхностей с определенной формой и размером желобков, идея применения которых была предложена проф. И.И. Кирилловым в Санкт-Петербургском государственном техническом университете.

Вместе с тем, в конструкциях, предлагаемых [25] влагоотводящие канавки на периферийном обводе располагаются в направлении окружной скорости. Такой подход, хотя и позволяет увеличить коэффициент сепарации, однако не дает возможности полностью избавиться от отсоса пара через влагоотводящие отверстия.

Более перспективной представляется предлагаемая нами конструкция желобчатой поверхности, основанная на том, что желобки на периферийном обводе выполняются в направлении основного потока пара (рис. 6). Такие конструкции позволяют достигнуть целого ряда существенных преимуществ:

1 Значительно увеличить эффективность транспортировки влаги в желобках как за счет воздействия спутного потока пара, так и объемных сил, возникающих из-за перепада давлений на периферии рабочего колеса.

2 Полностью отказаться от влагоотводящих устройств за НА (для последней ступени) за счет сброса отсепарированной влаги за пределы РК.

Другим эффективным средством ослабления вредного влияния влаги на рабочие процессы может оказаться специальное профилирование направляющих лопаток, выполненное на основе уменьшения хорды в верхней трети направляющих лопаток последней ступени.

Перспективы совершенствования систем внутриканального влагоудаления связываются с применением сепарационно-испарительного влагоудаления, когда

помимо отвода влаги в щели на направляющих лопатках используется также нагрев лопатки перегретым или насыщенным паром с возможным выдувом этого пара через выходные кромки лопаток.

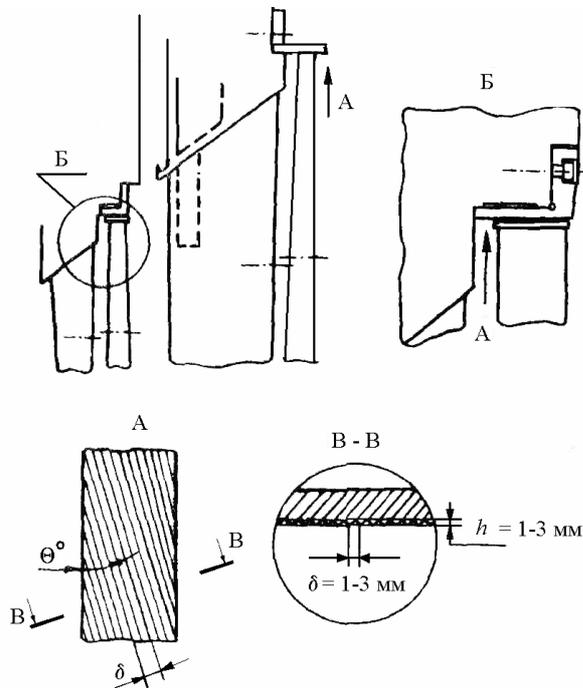


Рис. 6. Принципиальная схема организации желобчатых поверхностей на периферийных обводах 2-х последних ступеней турбины К-300-240

Хотя этот способ и не нашел широкого применения, разнообразие возможных подходов к решению этой проблемы оставляет достаточные перспективы для дальнейшего исследования и совершенствования указанного способа влагоудаления. Некоторые из этих подходов предлагались авторами в [26].

Сделаем далее оценку эффективности мероприятий по модернизации влагоудаления. Будем полагать, что в результате предложенных мероприятий по совершенствованию влагоудаления будет удалено до 80 % крупнодисперсной влаги, движущейся в верхней половине ступени.

При этих условиях проведены расчеты характеристик капельных потоков для последней ступени турбины К-300-240.

Полученные результаты использованы для определения скорости

эрозионного разрушения $E = \frac{dY}{dt}$, (Y – глубина износа) по методике, предложенной выше.

Результаты расчетов уменьшения эрозионной опасности за счет мероприятий по модернизации влагоудаления в последней ступени турбин К-300-240-2 приведены на рис. 7. На рисунке $\bar{E} = E/E_m$ – отношение скорости износа в произвольной точке профиля к максимальной скорости.

Как видно из рисунка темп эрозионного износа уменьшается более чем на порядок. Этот эффект достигается за счет повышения эффективности сепарации, а также увеличения межвенцового зазора.

Таким образом, модернизация систем влагоудаления позволит не только повысить экономичность ступени, но и существенно увеличить надежность и ресурс рабочих лопаток по критерию эрозионной опасности.

Вместе с тем, как уже отмечалось, полностью избавиться от присутствия в потоке эрозионно-опасной влаги не удастся. Поэтому необходимо совершенствовать не только активные, но и пассивные способы защиты от эрозии.

Пассивные способы защиты рабочих лопаток от эрозии.

Для защиты рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин от эрозии разработаны и применяются на практике различные способы пассивного характера.

Поскольку наиболее распространенным видом эрозионных повреждений рабочих лопаток влажно-паровых турбинных ступеней является эрозионный износ

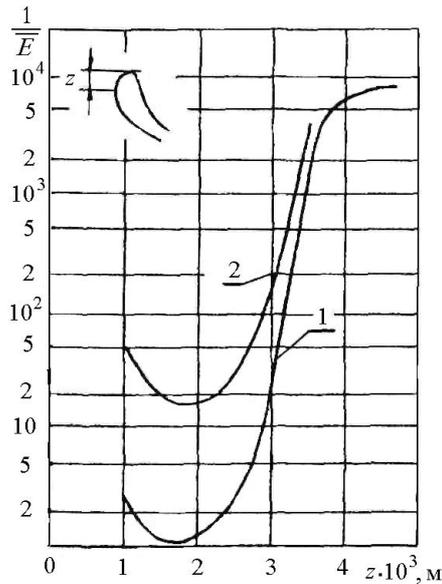


Рис. 7. Сравнительная оценка эрозионной опасности в различных точках поверхности верхнего сечения рабочей лопатки последней ступени турбины К-300-240:
1 – исходный вариант;
2 – после проведения мероприятий по модернизации влагоудаления

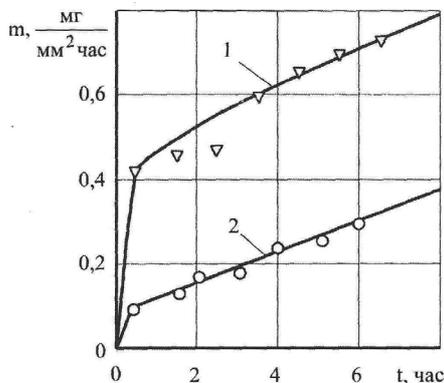


Рис. 8. Кинетические кривые эрозии для различных покрытий лопаточной стали 20X13:
1 – электродное упрочнение поверхности образца; 2 – тонкое ($\delta = 25$ мкм) хромовое покрытие по методу АИР

входных кромок в периферийной зоне, то и развитие пассивных способов противоэрозионной защиты направлено на повышение эрозионной стойкости рабочих лопаток именно в данной зоне.

В различных отечественных и зарубежных турбиностроительных фирмах сложились свои традиции по организации пассивной защиты рабочих лопаток последних ступеней ЦНД от каплеударной эрозии от применения стеллитовых пластинок до электроискрового нанесения материалов повышенной твердости, закалки токами высокой частоты и др.

Наиболее прогрессивным подходом к созданию современных эрозионностойких покрытий можно считать технологии ионно-плазменного распыления в вакууме (АИР).

Реализация технологии АИР предусматривает использование острофокусного сканирующего электронного пучка для нагрева в вакууме и высокоскоростного испарения (сублимации) твердофазного слитка материала; ионизацию полученного потока паров электрическим полем, дополнительное легирование газовой металлоид-составляющей, конденсацию полученной многоэлементной плазмы на открытой поверхности изделия, поддерживаемого под электрическим потенциалом и необходимой интегральной температурой. Технология экологически безопасна.

Заметим, что развитие подобных нанотехнологий в развитых странах в последнее время значительно активизировалось. Имеются сведения об достаточно активном их использовании в России при упрочнении рабочих лопаток паровых и газовых турбин [27].

Выполненные нами совместно со специалистами ННЦ ХФТИ экспериментальные исследования эрозионной прочности покрытий по методу АИР подтвердили существенно (в 3–5 раз) большую эрозионную стойкость предлагаемых покрытий по сравнению с существующими (рис. 8).

Подробный анализ указанного подхода является предметом самостоятельной публикации и в настоящей работе не приводится.

Заметим лишь, что полученные результаты подтверждают перспективность предлагаемой технологии.

Список литературы: 1. Филиппов, Г.А. Исследования и расчеты турбин влажного пара [Текст] / Г.А. Филиппов, О.А. Поваров, В.В. Пряхин. – М.: Энергия, 1973. – 232 с. 2. Трояновский, Б.М. Турбины для атомных электростанций [Текст] / Б.М. Трояновский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергия, 1978. – 232 с. 3. Engelke, W. Erosion of LP blades [Text] / W. Engelke // Two-Phase Steam Flow in Turbines and Separators: Theory, Instrumentation, Engineering. – Washington; London: Hemisphere Publ. Corp., 1976. – P. 298-312. 4. Somm, E. Problems in the Development of Last Stage Blades for Large Steam Turbines [Text] / E. Somm // Proc. of the III Conf. on Steam Turbines of Great Output. – Gdansk, Poland.: Trans. IFFM, 1976. – № 70. – P. 55-80. 5. Pollard, D. An Evaluation of Low Pressure Steam Turbine Blade Erosion [Text] / D. Pollard, M.J. Lord, E.C. Stockton // Proc. I. Mech. E. – 1979. – № C259/79. – P.413-419. 6. Heymann, F.J. Toward Quantitative Prediction of Liquid Impact Erosion [Text] / F.J. Heymann // Characterization and Determination of Erosion Resistance / F.J. Heymann; Amer. Soc. for Test. and Mater., ASTM STP. – 1970. – № 474. – P. 212-244. 7. Krzyzanowski J.A. On Predicting Steam Turbine Blading Erosion and Turbine Efficiency Deterioration [Text] / J.A. Krzyzanowski // Trans. ASME. – 1988. – № 88 – GT-224. – P. 1-9. 8. Амелюшкин, В.Н. Эрозия лопаток паровых турбин: прогноз и предупреждение [Текст]: сб / В.Н. Амелюшкин. – Санкт-Петербург: Энерготех, 2000. – 70 с. 9. Acton, O. On the Droplet Motion in Two-Phase Flow Around Single and Cascaded Airfoils [Text] / O.Acton, G.Benvenuto, M.Troilo // Proc. of the 6th Conf. on Fluid Machinery, Budapest, Hungary. – 1979. – P. 3-10. 10. Ходыкина, Г.И. Методика численного моделирования эрозионного износа деталей энергоустановок [Текст] / Г.И. Ходыкина, Г.И. Сапрунов // Проектирование, конструирование и прочность элементов конструкций реактивных двигателей. – М.: МАИ, 1984. – С. 52–58. 11. Поддубенко, В.В. Влияние структуры потока капель на эрозию турбинных лопаток [Текст] / В.В. Поддубенко, Р.М. Яблоник // Изв. вузов. Сер. Энергетика. – 1976. – № 4. – С. 88-94. 12. Ruml, Z. A model for the erosion of steam turbine blade materials [Text] / Z. Ruml, A. Liska // Proc. 7th Int. Conf. on Erosion by Liquid and Solid Impact. – Cambridge, England, U.K., 1987. – Paper 15. – P. 1-8. 13. Erozijska I erozijsko-korozijska ostecenja u parnim turbinama [Text] / B. Stanisa, M. Dicko, M. Fuduric-Jelaca, D. Savic // Strojarstvo. – 1987. – № 6. – S. 285-293. 14. Оценка допустимой эрозионноопасной конечной влажности за последней ступенью ЦНД турбин влажного пара [Текст] / В.А. Иванов, И.П. Фаддеев, В.М. Боровков, В.И. Королев // Изв. вузов. Сер.: Энергетика. – 1984. – № 11. – С. 65-72. 15. Фаддеев, И.П. Вероятностная оценка напряженного состояния поверхностного слоя рабочей лопатки турбомашин при каплеударном нагружении [Текст] / И.П.Фаддеев, А.В. Лагереv // Изв. вузов. Сер. Энергетика. – 1984. – № 3. – С. 62-67. 16. Шубенко-Шубин, Л.А. Кинетическая модель процесса и оценка инкубационного периода разрушения материалов, подвергаемых воздействию капельных потоков [Текст] / Л.А. Шубенко-Шубин, А.Л. Шубенко, А.Э. Ковальский // Теплоэнергетика. – 1987. – № 2. – С. 46-50. 17. Спринджер, Дж. С. Эрозия при воздействии капель жидкости [Текст] / Дж. С. Спринджер. – М.: Машиностроение, 1981. – 200 с. 18. Шубенко, А.Л. Математическое моделирование процессов течения влажного пара и оценка их влияния на характеристики проточных частей турбин [Текст]: автор. дис. ... д-ра техн. наук / Шубенко Александр Леонидович. – Харьков, 1994. – 39 с. 19. Шубенко, А.Л. Кинетическая модель каплеударной эрозии рабочих лопаточных аппаратов паровых турбин [Текст] / А.Л. Шубенко, А.Э. Ковальский // Изв. АН СССР. Энергетика и транспорт. – 1989. – № 5. – С. 94-101. 20. Тарелин, А.А. Электрофизические явления и неравновесные процессы в паровых турбинах [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляров. – Харьков: ФЛП Иванченко И.С., 2011. – 280 с. 21. Фаддеев, И.П. Эрозия влажнопаровых турбин [Текст] / И.П. Фаддеев. – Л.: Машиностроение, 1974. – 208 с. 22. Носовицкий, А.И. Газодинамика влажнопаровых турбинных ступеней. [Текст] / А.И. Носовицкий, Г.Г. Шпензер. – Л.: Машиностроение, 1977. – 184 с. 23. Филиппов, Г.А. Исследования и расчеты турбин влажного пара [Текст] / Г.А. Филиппов, О.А. Поваров, В.В. Пряхин. – М.: Энергия, 1973. – 232 с. 24. Кириллов, И.И. Основы теории влажнопаровых турбин [Текст] / И.И. Кириллов, Р.М. Яблоник. – Л.: Машиностроение, 1968. – 264 с. 25. Кириллов, И.И. Проблемы влагоулавливания и влагоудаления в проточной части паровой турбины [Текст] / И.И. Кириллов, Г.Г. Шпензер // Теплоэнергетика. – 1993. – № 3. – С. 22-24. 26. Переверзев, Д.А. О некоторых подходах к ослаблению отрицательного влияния крупнодисперсной влаги на рабочие процессы в последних ступенях мощных паровых турбин [Текст] / Д.А. Переверзев, А.Л. Шубенко, М.П. Позигун, А.Э. Ковальский, И.С. Стрельников // Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования: Сб. науч. тр. – Харьков: ИПМаш НАН Украины, 2000. – С. 136-141. 27. Ремонт и упрочнение лопаток паровых турбин [Электронный ресурс]: официальный сайт производителя. – Уфа, НПП Уралавиаспецтехнология, [201_]. – Режим доступа <http://uravia.narod.ru/blade.htm>. – Последнее обращение: 13.02.2012. – Загл. с экрана.

© Шубенко А.Л., Ковальский А.Э., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.165

А.А. ТАРЕЛИН, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН Украины, Харьков;
Н.В. СУРДУ, канд. техн. наук; ИПМаш НАН Украины, Харьков;
А.В. НЕЧАЕВ, ИПМаш НАН Украины, Харьков

ЭЛЕКТРОФИЗИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ КАПЛЕУДАРНОГО РАЗРУШЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Рассмотрены электрофизические аспекты капельно-ударного разрушения элементов проточной части паровых турбин. Обращено внимание на отличии надкритического разрушения капель воды, которые сопровождаются комплексом электрических зарядно-разрядных явлений и приводят к насыщению металлических поверхностей водородом, который вызывает деградацию их механических свойств и ускоряет эрозионный износ. Приведено объяснения возможных механизмов возникновения электрофизических и электрохимических явлений, которые побуждают и усиливают коррозионные процессы, которые влияют на прочность и эрозию конструктивных элементов паровых турбин.

Розглянуто електрофізичні аспекти крапельно-ударного руйнування елементів проточної частини парових турбін. Звернено увагу на відмінності надкритичного руйнування крапель води, що супроводжуються комплексом електричних зарядно-розрядних явищ та призводять до насичення металевих поверхонь воднем, який викликає деградацію їх механічних властивостей та прискорює ерозійне зношення. Приведено пояснення можливих механізмів виникнення електрофізичних та електрохімічних явищ, що спонукають та підсилюють корозійні процеси, які впливають на міцність та ерозію конструктивних елементів парових турбін.

Electrophysical aspects of drop-shock destruction elements of a steam turbines flowing part are considered. It is brought to a focus to features of supercritical destruction of water drops which is accompanied by a complex of the electric charge-discharge phenomena and leads to saturation of metal surfaces by hydrogen which causes degradation of their mechanical properties and accelerates erosive deterioration. Possible mechanisms of occurrence of the electrophysical and electrochemical phenomena which initiate and strengthen the corrosion processes influencing hardness and erosion of constructive elements of steam turbines are discussed.

Опыт эксплуатации влажно-паровых турбин (ВПТ) показывает, что одной из актуальных задач повышения их эффективности является предотвращение или снижение опасности эрозионно-коррозионного износа (ЭКИ) материалов. Наиболее известной разновидностью ЭКИ является каплеударная эрозия [1, 2], которой подвержены в основном рабочие лопатки последних ступеней ЦНД, что существенно снижает надёжность и экономичность энергоблоков. При этом снижение экономичности связано не только с потенциальным ущербом от повреждения чрезвычайно дорогих лопаток, но и с длительностью простоя для их замены.

Анализ модельных представлений процесса каплеударной эрозии металлов [3, 4] показывает, что, несмотря на безусловные успехи в создании программных продуктов, позволяющих оценивать вероятность эрозионного износа турбинных лопаток, природа этого явления до конца еще не выяснена. Поэтому, исследования по установлению скрытых (или ранее не замеченных) явлений, сопутствующих процессу эрозии, актуальны, а их результаты могут послужить основой для разработки новых, более эффективных методов противоэрозионной защиты.

Основной целью математического моделирования каплеударной эрозии материалов является обеспечение возможности обоснованного назначения сроков регламентных работ путем прогнозирования кинетики эрозионного разрушения рабочих лопаток и оценки долговечности их работы. Опираясь на, казалось бы, очевидные экспериментальные данные натурных испытаний в качестве основного

механизма каплеударной эрозии рассматривают процесс развития и накопления структурных дефектов, вызванных упругопластическими деформациями от поверхностных колебаний (волны Релея), приводящих к усталостным разрушениям. При этом на обоснование и анализ механизма получения развитого «игольчато-пилообразного» рельефа (рис.) эродированной поверхности при исключительно механическом воздействии, должного внимания не обращали. Повышения же эрозионной стойкости лопаточных материалов пытаются достигать путем применения более высокопрочных материалов (например, формируя кромки из стеллитовых вставок, или применяя термическое упрочнение (закалка) кромок, или наносят специальные покрытия и т.п.).

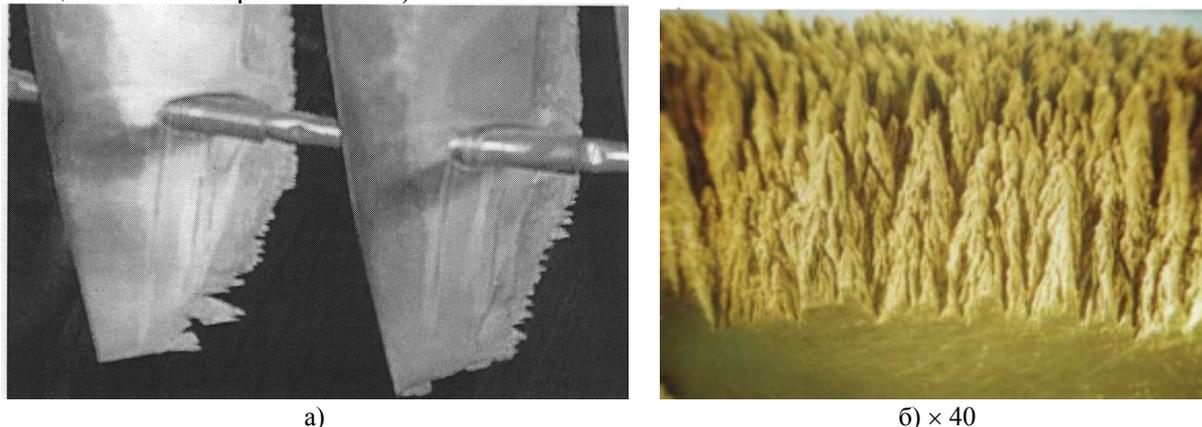


Рис. Внешний вид эродированной поверхности рабочих лопаток турбины (а) и увеличение в 40 раз (б)

На наш взгляд, для решения проблемы усовершенствования противоэрозионной защиты лопаток последних ступеней ЦНД, работающих в условиях влажнопарового потока, необходимо путем анализа явлений, возникающих при каплеударной эрозии, выявить скрытые (ранее не учитываемые) явления и эффекты, которые могут оказывать управляющее влияние на процесс (или явления его составляющие) эрозионной деградации металлов.

Частичному решению поставленных задач и посвящена данная работа.

Для определения путей их решения рассмотрим физические явления, возникающие при ударном разрушении каплей воды [5, 6], а также явления, обнаруженные авторами при проведении натурных испытаний системы для электрофизической интенсификации процесса конденсации водяного пара. К таковым следует отнести экспериментально установленное явление самопроизвольной электризации рабочего тела [7, 8] в проточной части паровых турбин. Специальными экспериментальными исследованиями, проводимыми на Украине (ТЭЦ-2, г. Харьков) и в США (ТЭЦ Наваго, штат Аризона) на турбоустановках мощностью 50 и 800 МВт соответственно, удалось выявить ряд физических особенностей этих процессов. К этим особенностям [9] следует отнести:

- *рабочее тело на выходе из турбины несет в себе электрически заряженные частицы (капли) преимущественно положительного знака;*
- *среднемассовая плотность зарядов в потоке может достигать 10^{-5} – 10^{-3} Кл/м³;*
- *напряженность электрического поля на отдельных участках пароводяного потока в патрубках турбин может достигать $2 \cdot 10^5$ В/м;*
- *движение заряженного потока порождает в трубке электромагнитное поле с широким частотным спектром и сложным пространственным*

распределением;

• материал кромок турбинных лопаток и другие поверхности элементов турбоустановки, участвующие в электризации рабочего тела, подвергаются наводораживанию.

Из анализа результатов комплексных исследований электрофизических процессов, возникающих в выхлопной части паровых турбин, следует, что каплеударная эрозия – это сложный механо-электро-химический процесс разрушения материала, состоящий из целого ряда взаимовлияющих и взаимно обуславливающих явлений, комплексное параллельно-последовательное протекание которых может, как усиливать, так и ослаблять деградацию эродируемого материала. К таковым явлениям следует отнести:

1) *Образование потока электрически заряженных капель влаги, которые возникают при распылении паровым потоком пленочной влаги, выпадающей, например, на поверхностях лопаток направляющих аппаратов.*

2) *Высокоскоростной удар электрически заряженных крупных капель влаги о поверхность лопаток рабочих колес, который сопровождается:*

– возникновением поверхностных волн упругопластической деформации (волны Релея);

– стеканием положительного заряда с паро-капельного потока на рабочую лопатку в момент касания капель поверхности лопатки;

– хрупким разрушением крупных капель (по механизму «химического взрыва» [5]) и образованию большого количества очень мелких, преимущественно отрицательно заряженных, капель (баллоэлектрический эффект), вызывая возникновение электромагнитных полей и излучений в широком диапазоне частот (в том числе СВЧ);

– возникновением боковых капельных струек со скоростями, на порядок превышающими скорость прямого удара капли о твердую поверхность;

– возникновением локальных импульсных механических нагрузок и электрических токов (искровой разряд), способствующих локальной пластификации металла за счет электронно-пластифицирующего эффекта;

– возникновением кавитации с сопутствующими ей высокочастотными электрическими, магнитными, акустическими и электромеханическими явлениями.

Возникающие в проточной части электрические явления могут вызвать:

– электроэрозионное или электроискровое разрушение металла;

– возникновение локального ВЧ нагрева металла до температур фазово-структурных превращений;

– катодное наводораживание металла, способствующее интенсификации процесса деградации материала, например, путем проявления водородной хрупкости (ВХ) по механизму адсорбционно-пластифицирующего эффекта (АПЭ), либо в связи с фазово-структурными превращениями (образование гидридов металлов);

– локальное разрушение металла по механизму анодного растворения;

– электрохимическую коррозию металла;

– коррозионное растрескивание;

– возникновение объемного (тлеющего или коронного) разряда, интенсифицируя адсорбционные и химические явления на поверхности механически напряженного металла.

Поведение жидких капель при ударе о поверхность твердого тела является одним из ключевых моментов построения расчетной модели процесса эрозии. Кроме того, этот вопрос очень важен и для понимания возникающих при этом взаимодействии

электрических и физико-химических явлений.

Рассмотрим кинетику изменения формы капли при ударе о твердую поверхность. Картину деформации жидкой сферической капли при ее ударе о твердую поверхность представляют обычно так, что капля жидкости при столкновении с твердой поверхностью вначале деформируется, а затем растекается по поверхности, образуя поперечные струи. При этом решение вопроса о том, в какой момент после удара капли начинается поперечное струйное растекание жидкости, оказывается не простым. Характер взаимодействия капли при ударе о твердую поверхность исследовался (в том числе с использованием фотосъемок) многими авторами [5, 6, 10, 11]. Было установлено, что в момент первого контакта возникает волна давления, которая в последующие моменты удара проходит внутрь капли. В конце концов, волна давления отходит от границ капли, однако поперечное течение в этот момент еще не возникает; растекание начинается чуть позже, после того как края волны продвинулись немного выше границ капли. В углах капли возникают большие градиенты давления, даже если растекание уже началось. Наличие этих градиентов указывает, что при боковом растекании значения давления на границе зоны контакта велики. Скорость бокового растекания при этом практически в 10 раз превышает скорость удара.

Полученные результаты поведения жидкой капли при ударе о твердую поверхность обычно распространялись и на скорости, значительно превосходящие исследованный диапазон. Однако в работе [9] авторы обращали внимание на экспериментальные результаты, полученные Л.М. Черняком в [5], которые качественно отличаются от вышеописанного характера поведения жидких капель при критических скоростях удара. Экспериментально им было установлено, что при скорости удара выше 70 м/с капли воды начинают вести себя как квазитвердое тело, при этом, взаимодействие капли с твердой поверхностью происходит в очень тонком слое (3–5 % от диаметра капли) в области непосредственной границы «жидкость-твердое тело». Причем характер вылета вторичных капель и вид кратера, образующегося после исчезновения капли полностью аналогичны характеру выброса вторичных продуктов от места обычного химического взрыва. Такое разрушение капель жидкости было определено им как «ударно-взрывное».

Во всех наблюдаемых ударных взаимодействиях капель с твердой поверхностью мы имеем дело со структурной перестройкой жидкости внутри капли, которая выражается в изменении ближнего порядка молекул. Это изменение может протекать лишь с ограниченной скоростью, значение которой во многом будет определяться энергией активации изменения положения молекулы. Вводя понятие времени релаксации структурной перестройки τ_p на основании поведения капли при взаимодействии с твердой поверхностью можно провести его оценку следующим образом. Так, если скорость удара капли о твердую поверхность равна $V \sim 100$ м/с, а размер капли порядка $d = (0,1-1) \cdot 10^{-4}$ м, то время полного разрушения капли не превышает: $\tau_p \geq d/V = 10^{-6}-10^{-5}$ сек. Почти такой же результат был получен в работе [12], в которой авторы установили, что время релаксации сдвиговых колебаний в бидистилляте составляет 10^{-5} сек.

Таким образом, за промежуток времени $10^{-6}-10^{-5}$ сек капля, как определенная структура, не успевает молекулярным способом перестроиться в соответствующее взаимодействию новое состояние и поэтому ведет себя, как твердое вещество, со всеми вытекающими из этого последствиями.

Траектория движения крупных капель влаги в парокapельном потоке может отличаться от задаваемой профилем проточной части, что приведет к соударению

капель воды с поверхностью турбинных лопаток под разными углами, в том числе со скоростью значительно превышающей критическую (70 м/с). Поэтому, их разрушение может иметь характер хрупкого ударно-взрывного разрушения, сопровождающееся комплексом сложных взаимодействующих и взаимно обуславливающих электрофизических явлений.

В [9] авторами описан механизм образования так называемой «магма-плазмы», возникающей в зоне субмикроскопической деформации, в момент удара летящей с большой относительной скоростью капли. В соответствии с рассматриваемой моделью наивысшие возбужденные состояния, называемые трибоплазмой, возникают сразу в процессе удара. Они характеризуются наличием нестационарных высоковозбужденных фрагментов кристалла и окружающей реакционной сферы в виде компонентов решетки, ионов и электронов.

Следует заметить также, что электризация влажного пара в проточной части паротурбинных установок может происходить под действием нескольких физических эффектов (электролитический, баллоэлектрический, трибоэлектрический и др.), каждый из которых может доминировать в том или ином месте проточной части, оказывая преимущественное влияние на полярность заряженных частиц. При разрушении адсорбционного слоя сконденсировавшейся на поверхности лопаток соплового аппарата (СА) влаги, срывающиеся капельки воды будут приобретать (за счет отрыва зарядов от диффузионной части двойного электрического слоя [7]) преимущественно положительный заряд, а лопатки СА отрицательный заряд, который через корпусные детали будет стекать на землю. Сорвавшиеся с СА заряженные (и не заряженные) капельки воды, увлекаются паровым потоком и, увеличиваясь, например, в размерах за счет объемной конденсации, будут ударяться с высокими скоростями о прикромочную поверхность турбинных лопаток. При этом могут возникать зарядо-разрядные процессы, которые приведут к появлению электрического потенциала на поверхности элементов проточной части турбоустановки. В результате этих процессов, пароводяной поток будет приобретать электрический заряд одной полярности, а элементы проточной части будут приобретать заряд противоположный пароводяному потоку. Следует отметить, что, при прочих равных условиях, интенсивность и интегральный характер этих процессов во многом будет зависеть от химсостава воды и режима работы турбоустановки.

Двигаясь вместе с потоком заряженные частицы рабочего тела, будут разряжаться на поверхности корпусных элементов патрубка и конденсатора. В зависимости от скорости взаимодействия заряженных (и незаряженных) капель влаги с поверхностью корпусных элементов патрубка и конденсатора, на их поверхности могут также происходить зарядо-разрядные явления и электрохимические процессы. Таким образом, между участками поверхности элементов турбоустановки, участвующими в электризации рабочего тела и участками поверхностей, на которых электрически заряженные частицы рабочего тела разряжаются, протекает постоянный импульсный электрический ток. В соответствии с законом Фарадея, при протекании постоянного электрического тока в электролитах на электродах происходит выделение ионов составных химических частей электролита. В данном случае на катоде будут выделяться ионы водорода H^+ и другие положительно заряженные ионы, содержащиеся в воде, а на аноде – ионы OH^- и другие отрицательно заряженные хим. элементы.

Таким образом, *катодные участки поверхностей деталей проточной части будут подвергаться наводороживанию, а анодные участки – анодному травлению.*

Кроме того, эти же участки подвергаются импульсным механическим (и акустическим) нагрузкам от ударяющихся капель влаги, сопровождающиеся импульсными воздействиями электрического тока.

Для проверки предположения о наводороживании были проведены экспериментальные исследования, результаты которых отражены в работе [9]. Было установлено, что участки поверхности металлов, подвергнутые капельно-ударному эрозионному износу, имеют повышенное содержание водорода. Так, например, концентрация водорода в металле подверженном эрозии в 3–10 раз выше, чем в исходном состоянии даже по истечении 6 месяцев после испытаний. Аналогичные результаты получены и для нержавеющей проволоки, используемой для крепления в конденсаторе электрических кабелей системы электрофизической интенсификации процесса конденсации водяного пара. Таким образом, капельно-ударное воздействие воды на металлическую поверхность приводит к наводороживанию. В качестве возможных причин повышения содержания водорода при капельно-ударном воздействии, может быть следующее:

– разряджение положительно заряженных капель воды вызывает наводороживание по механизму катодной поляризации;

– абсорбция протонов, образующихся при диссоциации молекул воды, в том числе в результате объемных зарядо-разрядных явлений (возникающих при высокоскоростном ударно-взрывном разрушении капель воды), стимулированная упругопластическими деформациями поверхностных слоев;

– хемосорбция молекул воды на участках выхода дислокаций на поверхность с дальнейшей абсорбцией и диффузией атомов водорода вдоль оси [13] ядер подвижных дислокаций активируемых деформациями (по механизму адсорбционно-пластифицирующего эффекта [14]), которые возбуждаются поверхностными волнами от ударов капель.

Водородной хрупкости (ВХ) металлов и сплавов посвящено много работ (см., например [15]). Известно, что при концентрации водорода, на порядок превышающей начальное (допустимое) содержание, необратимо ухудшаются свойства металлических материалов, интенсифицируется процесс их коррозии. Согласно имеющимся экспериментальным данным можно полагать, что в ходе эрозионного разрушения рабочих лопаток реализуется несколько механизмов водородной дегградации металлов:

1) Образование гидридов металлов, которые в дальнейшем довольно легко «вымываются» из металлической матрицы (исследования Фуджита). Данный механизм, по-видимому, интенсифицирует повреждения поверхности металла вследствие ударов капель особенно в начальный период износа, а также облегчает отрыв и унос металла в образующихся кавернах и трещинах [16].

2) Наводороживание приводит к локализации пластической деформации (закрепление дислокаций [17]). Водород способствует зарождению и росту микротрещин, т.к. блокирует дислокации [17]. Вследствие затруднения водородом пластических сдвигов при растяжении более интенсивно упрочняется насыщенный водородом слой образца, создается критическая плотность дислокаций и трещины появляются раньше, чем в ненасыщенной водородом сердцевине [18]. Микротрещины, возникая в большом количестве в приповерхностном слое, впоследствии под действием растягивающих напряжений выходят на поверхность, резко интенсифицируя процесс разрушения.

3) Имеющийся в железе и стали водород, блокируя дислокации и затрудняя пластические сдвиги, приводит к увеличению критического напряжения сдвига и

напряжения течения на всех стадиях пластического деформирования, кроме того, способствует снижению сопротивления отрыву.

Началом разрушения является зарождение трещин в хрупких фазах, у твердых включений или других неоднородностей. Скопление краевых дислокаций у препятствий (границы зерен, твердые включения и др.) приводит к появлению высоких нормальных напряжений. Если нормальные напряжения не могут быть сняты локальной пластической деформацией, они достигают величины, достаточной для разрыва межзатомных связей, в результате чего образуется трещина.

Подводя итог краткому анализу возможных путей влияния водорода на эрозионный износ лопаточных материалов, нам представляется, что в данном случае к основным способам влияния следует отнести *водородное разупрочнение по механизму адсорбционно-пластифицирующего эффекта* [14] и *образование гидридов*. Однако данный вопрос требует дальнейших исследований.

Немаловажное значение на процесс эрозионного разрушения может оказывать и *электрохимическая коррозия*, представления о механизме которой, основываются на следующих фактах: электрохимическая коррозия возникает при наличии разности потенциалов (сдвига потенциала) участков поверхности, образующих гальваническую пару, при нарушении пассивирующей защитной пленки на поверхности в присутствии электролита. Величина сдвига потенциала при этом должна превышать средний уровень электрохимической гетерогенности поверхности [19].

Интенсивность процесса электрохимической коррозии определяется величиной электропроводности электролита. Уровень электропроводности воды в обычных условиях мал и даже при условии нарушения водно-химического режима составляет ~ 1 мкСим/см., т.е., вода является слабым электролитом.

Величина ЭДС образующихся при этом гальванических пар на непассивированной поверхности металла с достаточно крупными локальными дефектами невелика и составляет примерно 0,015–0,035 В. При данных условиях скорость коррозии низкая, соответственно и вклад электрохимической коррозии в процесс разрушения по сравнению с каплеударной эрозией незначителен.

Сопутствующим электрохимической коррозии процессом, как известно, является электролитическое наводораживание. Различные подходы, основанные на каком-либо определенном механизме наводораживания, дают соответственно различную качественную и количественную оценку величины наводораживания металла и ее влияния на процесс разрушения деталей проточной части.

В классическом случае протекания электрохимической реакции на поверхности металла (лопатки) величина и интенсивность наводораживания определяются главным образом адсорбционными процессами. При этом концентрация водорода, проникающего в металл незначительна, поэтому считается, что в этом случае водород не оказывает заметного влияния на свойства металла и на процесс его разрушения [18].

Обнаружение электризации пароводяного потока [7] позволяет объяснить возникшее противоречие в данных о различной степени влияния электрохимической коррозии и наводораживания на эрозионный процесс. В условиях электризации пароводяного потока процесс электрохимической коррозии интенсифицируется, что в конечном итоге оказывает существенное влияние на формирование соответствующего эрозионного рельефа поверхности (рис. б).

Материал рабочих лопаток, в особенности последних ступеней, находится в сложнапряженном состоянии, поскольку подвергаются большим растягивающим нагрузкам от действия центробежных сил и переменным аэродинамическим нагрузкам

от парового потока, при этом поверхностные слои испытывают еще и импульсные переменные нагрузки от удара капель. Такое сложноподвиженное состояние может привести к возникновению усталостных микротрещин, а наличие влаги способствует развитию такого явления, как *коррозионное растрескивание (коррозия под напряжением)*. Известно [20], что образование трещины сопряжено с возникновением новой металлической поверхности, на которой будет протекать, по крайней мере, одна из двух реакций: 1) растворение металла; 2) поглощение водорода. Возможность протекания этих реакций, а также скорости каждой из них будут определяться значением электрохимического потенциала обнаженной металлической поверхности. Эксперименты показали, что непосредственно в трещине создаются и активно функционируют короткозамкнутые коррозионные гальванические элементы (ГЭ). Условием возникновения в трещине ГЭ «вершина-стенки трещины», является возникновение деформационно-водородного псевдосдвига электродного потенциала вершины трещины $\Delta\varphi$ в отрицательную сторону не менее чем на 0,025 В, т.е. на величину, достаточную уже для устойчивой работы коррозионного ГЭ. В результате нагружения (разрыва) поверхности создается качественно новая коррозионная гальванопара: свежесформованная поверхность (СОП) – исходная «старая» поверхность.

Замена ненаводороженного образца в гальванопаре наводороженным продемонстрировала, что предварительное наводороживание даже без приложения растягивающего напряжения весьма существенно (более чем в 1150 раз) ускоряет коррозию стали [21]. Однако ускорение это по истечении 30 мин с момента наводороживания электрода снижается вдвое из-за десорбции водорода; после 80 мин скорость коррозии стабилизируется. Ускорение коррозии за счет наводороживания электрода (по сравнению с ненаводороженным) в данном случае 150...200 кратное.

Таким образом, коррозионное растрескивание может выступать в качестве рельефообразующего фактора.

ВЫВОДЫ:

1 Математические модели, используемые в современных программных продуктах, позволяют с приемлемой для эксплуатационников точностью оценивать вероятность эрозионного износа турбинных лопаток, однако они не отражают в полной мере физику всех явлений, сопутствующих формированию рельефа эрозионной поверхности.

2 Процессы ударно-взрывного разрушения капель и адсорбционных пленок влаги сопровождаются комплексом электрофизикохимических явлений, в результате которых капли парок капельного потока электризуются, приобретая заряд, величина и полярность которого зависит от режима работы турбины, свойств воды (химсостав, pH) и конструкционного материала.

3 Процесс электризации сопровождается возникновением электромагнитных полей и излучений в широком диапазоне частот, которые могут способствовать как локальному ВЧ разогреву материалов (скин-эффект) так и возникновению объемных разрядных процессов (коронный, тлеющий, искровой или дуговой разряды).

4 В проточной части паровой турбины возникают импульсные электрические токи, которые приводят к наводороживанию катодных (и травлению анодных) участков поверхностей деталей. Кроме того, они могут способствовать локальной пластификации металлов за счет проявления электронно-пластического эффекта, повышая вероятность коррозионно-эрозионного разрушения конструкционных материалов.

5 Формирование эрозионного рельефа рабочих лопаток последних ступеней

состоит из комплекса параллельно-последовательно протекающих взаимно обуславливающих механических и электрохимических процессов. При этом интегральный характер и интенсивность эрозионного разрушения лопаточного материала во многом зависит от проявления адсорбционно-пластифицирующего эффекта, обусловленного наводораживанием, и коррозионными явлениями.

Таким образом, при разработке соответствующих мероприятий по повышению эрозионной безопасности обязательно надо учитывать комплексное влияние возникающих в проточной части электрофизических и сопутствующих им явлений на прочностные характеристики конструкционных материалов.

Список литературы: 1. *Фаддеев, И.П.* Эрозия влажнопаровых турбин [Текст] / И.П. Фаддеев. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отд-ние), 1974. – 208 с. 2. *Шубенко-Шубин, Л.А.* Кинетическая модель процесса и оценка инкубационного периода разрушения материалов, подвергаемых воздействию капельных потоков [Текст] / Л.А. Шубенко-Шубин, Л.А. Шубенко, А.Э. Ковальский // Теплоэнергетика. – 1987. – № 2. – С. 46-50. 3. Теоретическое обоснование механизма каплеударной эрозии рабочих лопаток осевых турбомашин [Текст] / А.Э. Ковальский // *Авиационно-космическая техника и технология: сб. науч. тр.* – Харьков: НАКУ «ХАИ». – 2001. – Вып. 23. Двигатели и энергоустановки. – С. 33-41. 4. Электронная система прогнозирования эрозии рабочих лопаток турбин атомных станций [Текст] / К.В. Дергачев // *Известия ВУЗов, Ядерная энергетика.* – 2001. – № 3. – С. 5-15. 5. *Черняк, Л.М.* Интенсификация межфазного теплообмена в контактных аппаратах на основе низкоэнергетического диспергирования жидкостей [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук / Л.М. Черняк. – Сумы: СГУ, 1995. – 387 с. 6. *Рожков, А.Н.* Динамика и разрушение капель сложных жидкостей [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук / А.Н. Рожков. – Москва: ИПМ РАН, 2004. – 335 с. 7. *Тарелин, А.А.* Электрофизические явления и неравновесные процессы в паровых турбинах [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляр; НАН Украины, Институт проблем машиностроения – Харьков: ФЛП Иванченко И.С., 2011. – 280 с. 8. Электрофизические явления в паровых турбинах [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляр, О. Верес, Н.В. Сурду // *Пром. теплотехника.* – 1999. – № 4-5. – С. 98-102. 9. Влияние электрофизических явлений в проточной части паровых турбин на физико-механические свойства элементов [Текст] / А.А. Тарелин, Н.В. Сурду // *Проблемы машиностроения.* – 1999. – № 3-4. – С. 100-108. 10. The Row of a Liquid Drop During Impact [Text] / J.H. Brunton, J.J. Camus // In: Proc 3rd Int. Conf. Rain Erosion and Assoc. Phenomena. – Elvetham Hall, Hampshire, England, 1970. – P. 327. 11. Высокоскоростной удар капли о преграду [Текст] / А.В. Чижов, А.А. Шмидт // *Журнал технической физики.* – 2000. – Т. 70, Вып. 12. – С. 18-27. 12. Выбор частотного диапазона для определения эффективности магнитной обработки водных систем методом диэлектротрии [Текст] / Л.П. Семихина, А.М. Салецкий // *Химия и технология воды.* – 1991. – Т. 13, № 1. – С. 80-82. 13. Микромеханизм влияния сред на пластическое деформирование и разрушение металлов. Часть 1. О наличии полости вдоль оси дислокации [Текст] / Н.В. Сурду // *Вопросы проектирования и производства летательных аппаратов.* – Харьков: НАКУ «ХАИ», 2000. – Вып. 23(6). – С. 116-123. 14. *Сурду, Н.В.* Микромеханизм влияния сред на пластическое деформирование и разрушение металлов. Часть 2. Модель микромеханизма [Текст] / Н.В. Сурду // *Вопросы проектирования и производства летательных аппаратов.* – Харьков: НАКУ «ХАИ», 2001. – Вып. 24(1). – С. 139-147. 15. *Арчаков, Ю.И.* Водородная коррозия стали [Текст] / Ю.И. Арчаков. – М.: Металлургия, 1985. – 192 с. 16. Кинетика усталостных трещин в железе при электролитическом наводораживании [Текст] / В.И. Похмурский, Л.М. Билый // *Физико-химическая механика материалов.* – 1984. – № 6. – С. 45-48. 17. Зарождение и рост микротрещин, порождаемых заблокированными дислокациями [Текст] / В.В. Панасюк, А.Е. Андрейкив, В.С. Харин // *ФХММ.* – 1985. – № 2. – С. 5-15. 18. Роль водорода в охрупчивании железа и стали [Текст] / М.М. Швед // *ФХММ.* – 1981. – № 1. – С. 11-17. 19. Механохимия коррозионного растрескивания [Текст] / Л.Н. Петров // *Докл. АН УССР. Сер. А. Физ.-мат. и техн. науки.* – 1983. – № 10. – С. 28-32. 20. *Логан, Х.Л.* Коррозия материалов под напряжением [Текст]: пер. с англ. / Х.Л. Логан. – М.: Металлургия, 1970. – 340 с. 21. Воздействие деформации и наводораживания на коррозию стали типа 12ХН в гальванопаре [Текст] / Л.Н. Петров, А.Ю. Калинин, А.Н. Магденко // *ФХММ.* – 1986. – № 3. – С. 34-37.

© Тарелин А.А., Сурду Н.В., Нечаев А.В., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.165:51.380

В.П. СКЛЯРОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков;
А.С. КОВАЛЕВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАНУ, Харьков

РАЗРАБОТКА ФИЗИЧЕСКИХ ПРИНЦИПОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОНЦЕНТРАЦИИ ГЕТЕРОГЕННЫХ ЗАРОДЫШЕЙ КОНДЕНСАЦИИ В РАСШИРЯЮЩЕМСЯ В ДВУХФАЗНОЙ ОБЛАСТИ ПАРЕ

В данной работе предложен косвенный метод определения концентрации гетерогенных зародышей конденсации. Метод базируется на изменении процесса расширения пара в сопле при изменении концентрации зародышей конденсации. Для определения концентрации гетерогенных зародышей конденсации при помощи этого метода исследуемую пару необходимо подать на сверхзвуковое сопло и измерить распределение давления вдоль сопла. Потом выполнить расчеты распределения давления в этом сопле при разных концентрациях зародышей конденсации в паре. Путем расчетов необходимо найти концентрацию зародышей конденсации, при которой распределение давления в сопле будет совпадать с вымеренным. Для этого необходима специальная программа, которая разрешает проводить расчеты процесса расширения пара в соплах в двухфазной зоне.

В даній роботі запропоновано непрямий метод визначення концентрації гетерогенних зародків конденсації. Метод базується на зміні процесу розширення пари в соплі при зміні концентрації зародків конденсації. Для визначення концентрації гетерогенних зародків конденсації при допомозі цього метода досліджувану пару необхідно подати на надзвукове сопло та виміряти розподіл тиску вздовж сопла. Потім виконати розрахунки розподілу тиску в цьому соплі при різних концентраціях зародків конденсації в парі. Шляхом розрахунків необхідно знайти концентрацію зародків конденсації, при якій розподіл тиску в соплі буде співпадати з виміряним. Для цього необхідна спеціальна програма, що дозволяє проводити розрахунки процесу розширення пари в соплах в двофазній зоні.

Uneven method to define the heterogeneous nucleus concentration is proposed. Method is based on the depending of wet steam expanding in the nozzle from the heterogeneous nucleus concentration. To define the heterogeneous nucleus concentration with this method there is a need to pipe the investigated steam to supersonic nozzle and to measure the steam pressure distribution along the nozzle. Then we need to calculate the pressure distribution along this nozzle for different heterogeneous nucleus concentration in vapor. Calculating the pressure distribution for different heterogeneous nucleus concentration we must to find the concentration for which the calculated pressure distribution coincides with the measured. For that we need the special program, which allowed calculate no equilibrium wet steam expanding in the nozzle.

Введение

Несмотря на многочисленные исследования, выполненные за последние десятилетия, вопрос определения действительного состояния пара, расширяющегося в двухфазной области остается открытым. При переходе из однофазной в двухфазную область изменяется целый ряд термодинамических параметров пара – показатель адиабаты, влажность, вязкость и т.д. Из-за задержки конденсации возникает переохлаждение пара, которое приводит к спонтанной конденсации, а при определенных условиях – к конденсационной нестационарности. Большой проблемой для экспериментатора является непосредственное измерение таких параметров неравновесно конденсирующегося пара, как переохлаждение, концентрация капель жидкости и распределение их по размерам, энтальпия пара в неравновесном состоянии, температура жидкой фазы. Даже такой важный параметр, как влажность, обычно определяют для равновесного состояния пара по измеренным (а иногда даже и рассчитанным) газодинамическим параметрам.

Попытки корректного расчета пространственного течения пара, расширяющегося в двухфазной области, наталкиваются на серьезные трудности. Эти

трудности заметно возрастают при учете всех явлений, связанных с образованием и трансформацией влаги. Существенную роль здесь играют межфазный обмен массой, импульсом, энергией, полидисперсность жидкой фазы, деформация, дробление и коагуляция частиц, взаимодействие жидкой фазы с поверхностями газодинамического тракта – отражение капель от поверхностей лопаток, образование жидких пленок и их движение. Поэтому создание метода расчета пространственного течения двухфазного потока в общем виде является весьма затруднительным, да и вряд ли рациональным.

Вместе с тем, в зависимости от решаемой задачи можно выделить эффекты, связанные с образованием и трансформацией влаги, которые оказывают наиболее существенное влияние на ход процесса. Некоторыми эффектами можно пренебречь, а для других ввести упрощающие предположения.

На характер процесса расширения пара в двухфазной области огромное влияние оказывает наличие ядер конденсации [1], концентрация которых зависит от чистоты пара, которая в свою очередь зависит от целого ряда параметров питательной воды, в частности от показателя кислотности воды pH . От этого параметра зависит концентрация находящихся в воде ионов, которые могут стать гетерогенными зародышами конденсации в паре. Особенно существенно концентрация зародышей конденсации влияет на процесс расширения пара при переходе процесса расширения через линию насыщения. В зависимости от этого параметра процесс расширения может происходить стационарно, или же возникнет конденсационная нестационарность в потоке, если процесс интенсивного влагообразования будет происходить при числах Маха близких к единице.

Влияние концентрации гетерогенных зародышей на газодинамический режим течения влажного пара можно использовать в качестве косвенного способа определения их концентрации в реальном паре. Для этого необходимо измерить распределение давлений вдоль сверхзвукового расширяющегося осесимметричного сопла. Затем выполнить ряд расчетов течения пара в этом сопле при различных концентрациях зародышей конденсации и сравнить с теми значениями, которые были получены в результате измерений. Совпадение результатов измерений и расчетов будет означать, что концентрация зародышей в реальном паре близка к принятой при расчетах.

Математическая модель

Полную систему дифференциальных уравнений расчета течения влажного пара с учетом неравновесной спонтанной конденсации и конденсации на посторонних центрах в дивергентной форме можно записать следующим образом [2]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \mathbf{f} + \frac{\partial}{\partial x} \mathbf{F}_x + \frac{\partial}{\partial y} \mathbf{F}_y = \mathbf{F}_r, \quad (1)$$

где \mathbf{f} , \mathbf{F}_x , \mathbf{F}_y , \mathbf{F}_r – вектор-столбцы

$$f = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u_x \\ \rho u_y \\ E \\ (\rho\Omega_s)_0 \\ (\rho\Omega_s)_1 \\ (\rho\Omega_s)_2 \\ \rho h_s \\ (\rho\Omega_q)_0 \\ (\rho\Omega_q)_1 \\ (\rho\Omega_q)_2 \\ \rho h_q \end{bmatrix}; \quad F_x = \begin{bmatrix} \rho u_x \\ p + \rho u_x^2 \\ \rho u_x u_y \\ (p + E)u_x \\ \rho(\Omega_s)_0 u_x \\ \rho(\Omega_s)_1 u_x \\ \rho(\Omega_s)_2 u_x \\ \rho h_s u_x \\ \rho(\Omega_q)_0 u_x \\ \rho(\Omega_q)_1 u_x \\ \rho(\Omega_q)_2 u_x \\ \rho h_q u_x \end{bmatrix}; \quad F_y = \begin{bmatrix} \rho u_y \\ \rho u_x u_y \\ p + \rho u_y^2 \\ (p + E)u_y \\ \rho(\Omega_s)_0 u_y \\ \rho(\Omega_s)_1 u_y \\ \rho(\Omega_s)_2 u_y \\ \rho h_s u_y \\ \rho(\Omega_q)_0 u_y \\ \rho(\Omega_q)_1 u_y \\ \rho(\Omega_q)_2 u_y \\ \rho h_q u_y \end{bmatrix}; \quad F_r = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ (\rho\omega_s)_0 \\ (\rho\omega_s)_1 \\ (\rho\omega_s)_2 \\ \rho\bar{\omega}_s \\ (\rho\omega_q)_0 \\ (\rho\omega_q)_1 \\ (\rho\omega_q)_2 \\ \rho\bar{\omega}_q \end{bmatrix}.$$

Здесь $E = \rho(e + u_x^2/2 + u_y^2/2)$; t – время; x, y – координаты; ρ – плотность пароводяной смеси; p – давление пароводяной смеси; e – внутренняя энергия пароводяной смеси; u_x, u_y – компоненты скорости вдоль осей x, y ; h_s – массовая концентрация влаги, вызванная спонтанной конденсацией; h_q – массовая концентрация влаги, сконденсированной на гетерогенных центрах конденсации.

Первые четыре уравнения системы (1) – это уравнения газодинамики, имеющие тот же вид, что и для однофазной среды. При этом, однако, следует помнить, что плотность ρ и энергия e определяются для среды в целом на основании соотношений аддитивности [2]. Процесс кинетики гомогенной (спонтанной) конденсации описывается уравнениями (5)–(8), а кинетики конденсации на гетерогенных центрах конденсации – уравнениями (8)–(12) системы (1).

При создании математической модели были сделаны следующие упрощающие предположения:

- 1) какие бы кинетические процессы ни происходили (конденсация, испарение), скольжение фаз относительно друг друга отсутствует (односкоростная модель);
- 2) исследуются процессы в области влажностей $y < 0,3$, когда объемом, занимаемым каплями, по сравнению с объемом пара можно пренебречь;
- 3) капли могут конденсироваться на посторонних частицах, которые содержатся в паре. Это могут быть пылевые частицы или электрические заряды, которые служат гетерогенными центрами конденсации;
- 4) конденсация происходит на единичных элементарных электрических зарядах, т.е. любая капля несет в себе один элементарный электрический заряд;
- 5) может происходить как гомогенная (спонтанная) конденсация, так и конденсация на гетерогенных центрах конденсации;
- 6) гетерогенные центры конденсации в процессе расширения пара не возникают, т.е. их концентрация остается постоянной.

Система дифференциальных уравнений интегрируется с помощью явной монотонной схемы Годунова первого порядка точности. Разностные уравнения для интегрирования по схеме Годунова системы газодинамических уравнений имеют тот же вид, что и для однофазной среды.

Программный комплекс, созданный на основании данной математической модели позволяет производить расчеты течения неравновесно конденсирующегося

пара в каналах заданної конфігурації, при цьому учитывається як спонтанна конденсація, так і конденсація на сторонніх центрах конденсації.

Влияние гетерогенных зародышей на конденсационную нестационарность

Проведен ряд расчетов, который показал, что изменение концентрации гетерогенных зародышей существенно влияет на конденсационную нестационарность. Расчеты были проведены для осесимметричного сопла со следующими геометрическими характеристиками [3]: профиль дозвуковой части представляет собой сопряжение окружностей двух радиусов – $R_1 = 3,3 \cdot 10^{-2}$ м и $R_2 = 1,2 \cdot 10^{-2}$ м; диаметр входного сечения этого участка $d_0 = 6,6 \cdot 10^{-2}$ м; диаметр горла сопла $d_{кр} = 0,81 \cdot 10^{-2}$ м; сверхзвуковая часть сопла выполнена конической с углом полураствора $\delta = 3^\circ$ и длиной $l_{cb} = 2,68 \cdot 10^{-2}$ м. Число Маха на выходе из сопла, рассчитанное для показателя изоэнтропы $k = 1,3$, равно $M_p = 2$ [3]. Начальное давление торможения в расчетах было задано $p_0 = 1,1 \cdot 10^5$ Па, а температура торможения – $T_0 = 373,14$ К.

Система дифференциальных уравнений расчета течения влажного пара интегрировалась по времени с шагом интегрирования $\approx 1,7404 \cdot 10^{-8}$ сек. Фиксация промежуточных результатов производилась каждые 1000 временных шагов.

График давлений при нулевой концентрации гетерогенных зародышей конденсации приведен на рис. 1. Здесь показаны распределения давлений вдоль длины сопла l для различных моментов времени t . Штриховая линия показывает координату горла сопла. Наблюдается типичное явление конденсационной нестационарности вблизи горла сопла. Фронт скачка давления перемещается вдоль сопла, меняя при этом свою амплитуду в довольно широких пределах. Период нестационарных колебаний составляет $T \approx 2,09 \cdot 10^{-4} \pm 1,0 \cdot 10^{-5}$ сек.

При концентрации гетерогенных зародышей $J_q = 9,0 \cdot 10^{13}$ 1/кг (рис. 2) область нестационарных явлений значительно уменьшилась, а период колебаний увеличился до $T \approx 2,96 \cdot 10^{-4} \pm 1,0 \cdot 10^{-5}$ сек. Фронт давления в скачке почти не перемещается по длине сопла. Амплитуда давления в скачке мало изменяется.

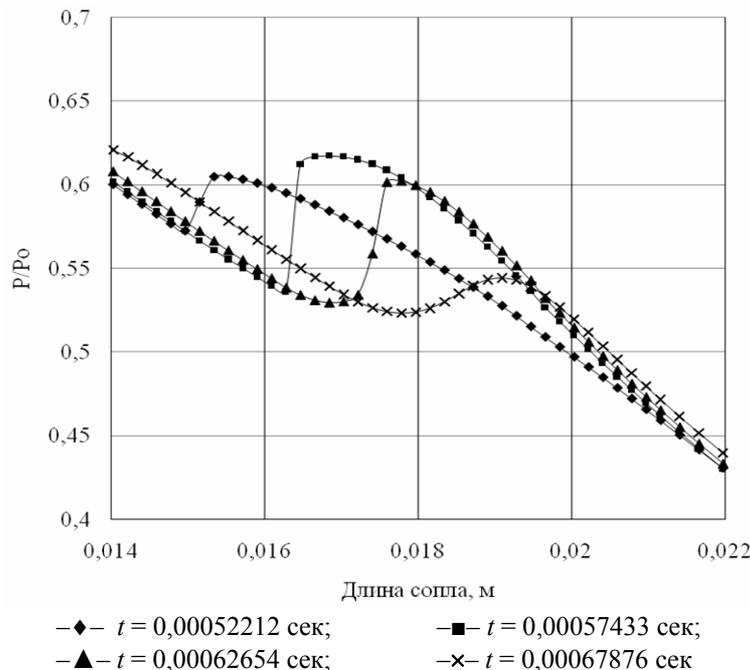


Рис. 1. Распределение давлений пара вдоль сопла для различных значений времени при неравновесном расширении в расширяющемся сопле. Концентрация гетерогенных зародышей конденсации $J_q = 0$ 1/кг

При увеличении концентрации гетерогенных зародышей до $J_q = 2,0 \cdot 10^{14}$ 1/кг расширение пара в сопле переходит в стационарный режим с ярко выраженным увеличением давления на скачке конденсации (рис. 3).

При концентрации зародышей $J_q = 1,0 \cdot 10^{15}$ 1/кг процесс приближается к равновесному и происходит вообще без скачка давления (рис. 3).

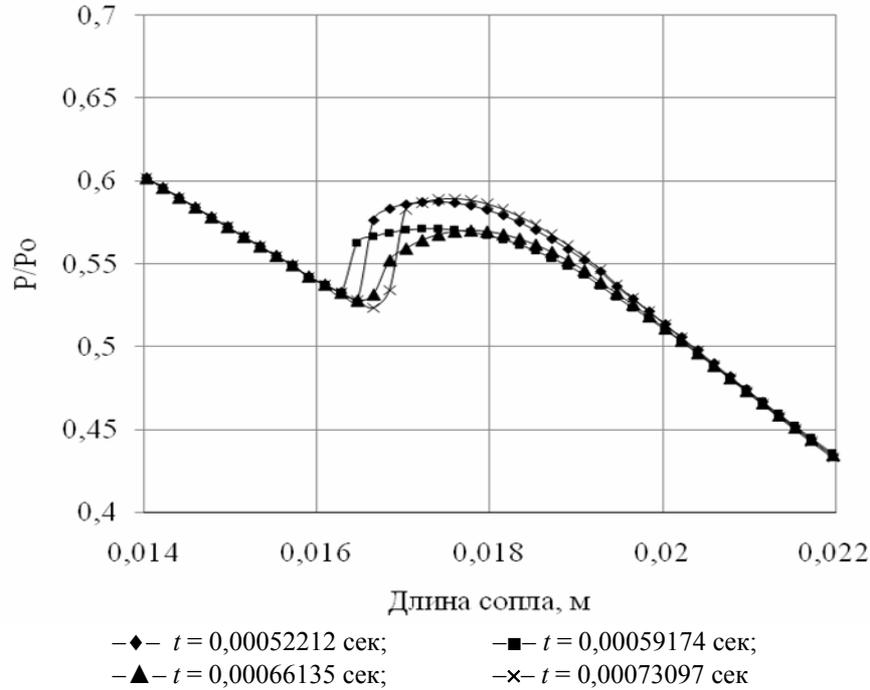


Рис. 2. Распределение давлений пара вдоль сопла для различных значений времени при неравновесном расширении в расширяющемся сопле. Концентрация гетерогенных зародышей конденсации $J_q = 9,0 \cdot 10^{13}$ 1/кг

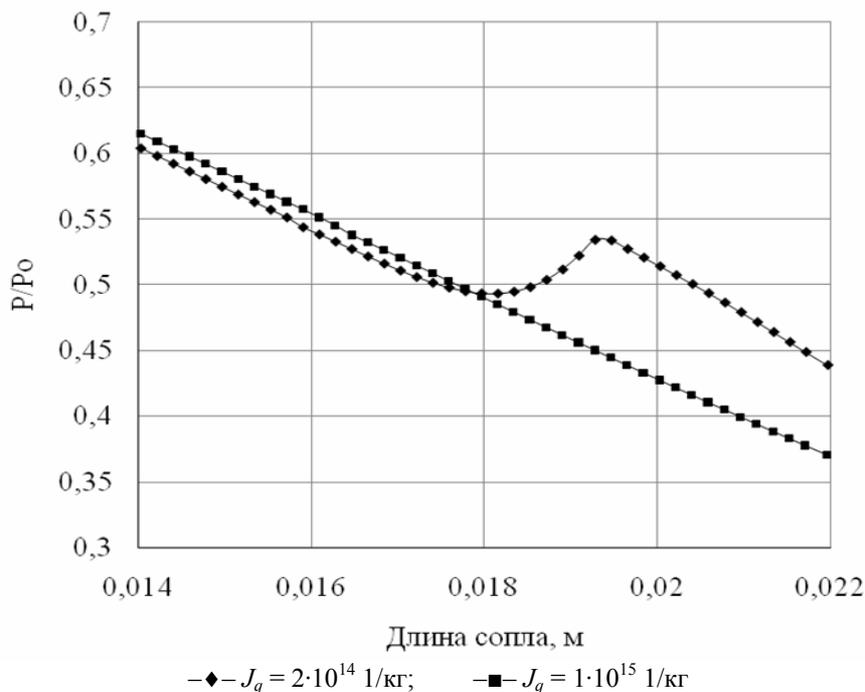


Рис. 3. Распределение давлений пара вдоль оси сопла при неравновесном расширении в расширяющемся сопле

Определение концентрации гетерогенных зародышей

Наличие гетерогенных зародышей конденсации в паре существенно влияет на его параметры и при стационарном неравновесном расширении. Влияние концентрации гетерогенных зародышей на газодинамический режим течения влажного пара можно использовать в качестве косвенного способа определения их концентрации. Сравнивая измеренные значения распределения давлений вдоль сверхзвукового расширяющегося сопла с теми значениями, которые были получены в результате расчета течения пара в том же сопле для чисто спонтанной конденсации (на гомогенных зародышах), а также для течения при различной концентрации гетерогенных зародышей, можно определить их концентрацию в паре.

Для реализации этого метода было создано сопло со следующими характеристиками:

- профиль сопла сверху и снизу ограничен плоскими прозрачными стенками, выполненными из стекла, расстояние между которыми $h = 4,62$ мм (высота сопла);
- боковые стенки образованы дугами окружности с радиусом $R = 900$ мм;
- ширина сопла в самой узкой части составляет 6,55 мм (площадь горла $F_{кр} = 6,55 \times 4,62 = 30,261$ мм²);
- горло находится на расстоянии 50 мм от входа при общей длине сопла 100 мм;
- площадь входного и выходного сечений $F = 9,33 \times 4,62 = 43,105$ мм².

Расчетное число Маха на выходе из сопла $M = 1,71$ определялось по формуле

$$\frac{F}{F_{кр}} = \frac{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{M \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}},$$

где $k = 1,3$.

Вдоль длины сопла сделаны отверстия для измерения давления расширяющегося пара. В качестве примера приведем результаты экспериментальных измерений и теоретических расчетов течения пара в этом сопле для следующих параметров пара: давление торможения $p_0 = 0,701 \cdot 10^5$ Па, температура торможения – $T_0 = 378,15$ К.

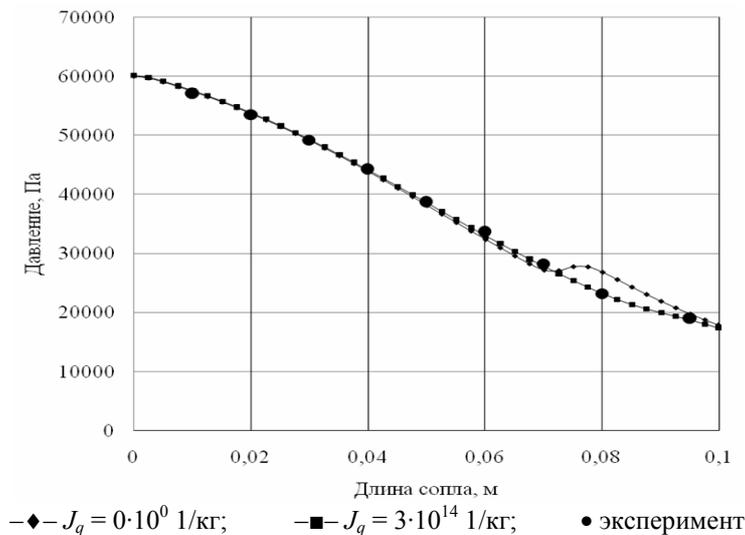


Рис. 4. Распределение давлений пара вдоль оси сопла при неравновесном расширении в расширяющемся сопле

Распределение давлений вдоль длины сопла, полученные в эксперименте, показаны на графике кружочками (рис. 4). Были также рассчитаны режимы течения с различной концентрацией гетерогенных зародышей конденсации. Распределение давлений для нулевой концентрации (кривая 1) значительно отклоняются от экспериментальных результатов. Самое хорошее совпадение с результатами эксперимента показал расчет с концентрацией гетерогенных зародышей $J_q = 3,0 \cdot 10^{14}$ 1/кг (кривая 2). Таким образом, у нас есть основания считать, что концентрация зародышей в исследуемом паре и есть $J_q = 3,0 \cdot 10^{14}$ 1/кг.

Выводы.

Предложен метод косвенного определения концентрации гетерогенных зародышей конденсации в реальном паре, протекающем в проточной части турбомшины. Метод заключается в том, что пар пропускается через расширяющееся сопло, при этом измеряются распределения давлений вдоль сопла. Полученные значения сравниваются с результатами предварительно проведенных расчетов течения для разных режимов и разных концентраций гетерогенных зародышей конденсации.

Результаты проведенных расчетов показали, что изменение концентрации гетерогенных центров конденсации J_q , может оказать заметное влияние на режим течения неравновесно конденсирующегося пара.

Увеличение концентрации гетерогенных зародышей снижает частоту нестационарных процессов и уменьшает их амплитуду, а также сужает область нестационарных колебаний по длине сопла.

При достаточной концентрации гетерогенных зародышей скачок конденсации переходит в стационарный режим и сдвигается вниз по потоку. При дальнейшем увеличении концентрации гетерогенных зародышей течение пара все ближе приближается к равновесному.

Концентрация гетерогенных зародышей оказывает существенное влияние на режим течения пара в проточной части турбины. Этим можно воспользоваться для целенаправленного управления многими режимными параметрами процесса расширения пара. Именно поэтому очень важно иметь информацию об этой концентрации в реальных процессах, происходящих в турбине.

Список литературы: 1. *Тарелин, А.А.* Влияние искусственных центров конденсации на выпадение влаги [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляров, А.С. Ковалев // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 2. – С. 8-12. 2. *Тарелин, А.А.* Математическое моделирование процессов, происходящих при неравновесном расширении влажного пара [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляров, А.С. Ковалев // Проблемы машиностроения. – 2008. – Т. 11, № 1. – С. 3 – 7. 3. *Салтанов, Г.А.* Сверхзвуковые двухфазные течения [Текст] / Г.А. Салтанов; под общ. ред. М.Е. Дейча, В.Ф. Степанчука. – Минск: Высш. шк., 1972. – 480 с.

© Скляров В.П., Ковалев А.С., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.165.62-192

О.Ю. ЧЕРНОУСЕНКО, д-р техн. наук; проф. Национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт»

ОЦЕНКА ПОВРЕЖДЕННОСТИ И ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ КОРПУСОВ ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-800-240 СЛАВЯНСКОЙ ТЭС

Предложена оценка повреждения и остаточного ресурса высокотемпературных элементов (корпусов высокого и среднего давления) паровых турбин большой мощности с определением повреждаемости с учетом ремонтных возобновляемых изменений конструкции паровой турбины в период эксплуатации и экспериментальных исследований свойств металла после 220 тыс. часов эксплуатации. Приведены расчетные и экспериментальные данные продленной прочности металла корпусов высокого и среднего давления и остаточные сроки эксплуатации паровой турбины К-800-240 энергоблока № 7, что работали в разных эксплуатационных условиях.

Запропоновано оцінку пошкодження та залишкового ресурсу високотемпературних елементів (корпусів високого та середнього тиску) парових турбін великої потужності з визначенням пошкоджуваності з урахуванням ремонтних відновлюваних змін конструкції парової турбіни в період експлуатації та експериментальних досліджень властивостей металу після 220 тис. годин експлуатації. Наведено розрахункові та експериментальні данні подовженої міцності металу корпусів високого та середнього тиску та залишкові терміни експлуатації парової турбіни К-800-240 енергоблоку № 7, що працювали в різних експлуатаційних умовах.

The enrichment and approach to an estimation of a residual resource of high-temperature elements (cylinders of high and middle pressure) of steam turbines of the big capacity with definition of damages taking into account repair regenerative changes of a design of the steam turbine in operation and experimental researches of features of metal after 220 thousand hours of operation is offered. Are resulted settlement and experimental data of long durability of metal of cylinders of average pressure and residual terms of operation of steam turbines К-800-240 of power units № 7 which worked in different operational conditions.

В настоящее время ресурс большинства энергоблоков ТЭС Украины достиг 180–280 тыс. ч., что превышает расчетный (100 тыс. ч.) и парковый (220 тыс. ч.) ресурс. Кроме того, основной парк оборудования ТЭС (энергоблоки мощностью от 160 МВт до 300 МВт) морально и физически устарел. Незначительным ресурсом обладают энергоблоки ТЭС мощностью 800 МВт и атомные энергоблоки. Таким образом, ресурс большинства энергоблоков требует оценки, а с учетом планируемых ежегодных темпов роста экономики необходимо все потенциальные электрогенерирующие мощности Украины ввести в постоянную эксплуатацию к 2017 году. Развитые страны, несмотря на отсутствие экономических проблем, подобных существующим на Украине, продлевают срок эксплуатации ранее установленного и отработавшего парковый ресурс энергетического оборудования. В США, Англии, Голландии, Польше, России и др. при расчетном ресурсе элементов оборудования ТЭС от 30 до 40 лет их предполагается эксплуатировать до наработки 50–80 лет. Продление срока службы оборудования может составлять до (20–30) % стоимости строительства новой ТЭС, что позволяет считать продление эксплуатации экономически выгодным.

Оценка остаточного ресурса энергетического оборудования и продление срока эксплуатации паровых турбин по нормативным документам (НД) [1] включает неразрушающий контроль металла, расчетную оценку ресурса паровых турбин и заключение про возможность дальнейшей эксплуатации оборудования. При расчетной оценке ресурса паровых турбин [2, 3] не учитывались конструктивные изменения в

элементах энергетического оборудования, которые образовались на протяжении всего срока эксплуатации (выборки металла в местах появления трещин и растрескиваний, проточки роторов по канавкам уплотнений и др.). Такие конструктивные меры вызывают ремонтно-восстановительные изменения конструкции корпусов ЦВД и ЦСД. Не в полном объеме учитываются экспериментальные характеристики металла корпусов ЦВД и ЦСД, отработавших свой парковый ресурс, либо в связи с ограниченностью экспериментальных данных по сталям с большими сроками наработок в реальных условиях эксплуатации, либо в связи с отсутствием таких данных.

В работе предлагается комплексный подход к определению остаточного ресурса паровой турбины большой мощности и продлению срока их эксплуатации [4]. Современное развитие вычислительной техники позволяет существенно уточнить расчетные модели литых элементов паровых турбин, таких как корпуса и клапана, путем создания в редакторах (*AVTOSCAD*, *Solid works* и др.) трехмерных моделей энергетических объектов [5].

На первом этапе поверочного расчета разработана методика создания пространственных конструкций элементов турбомашин с применением программного продукта *Solidworks* для корпусов ЦВД, ЦСД с учетом технологических выборок материала элементов оборудования, которые образовались при механической обработке трещин, растрескиваний и промоин на поверхностях корпусов. Технологические выборки материала элементов оборудования получены из экспериментальных данных визуального контроля и магнитопорошковой диагностики (данные эксплуатирующих организаций и лабораторий металла ТЭС). В расчетных моделях ЦВД смоделированы продольные выборки размером 120×85×25 мм и 100×70×20 мм для нижней половины ЦВД (заключение № 311-08 Славянской ТЭС). В расчетных моделях ЦСД смоделированы продольные выборки размером 110×40×25 мм и 90×35×22 мм для нижней половины ЦСД (заключение № 315-08 Славянской ТЭС).

Изменения проектной конструкции основных высокотемпературных элементов паровой турбины на реальную конструкцию соответствующую ремонтно-восстановительным работам, которые возникли за период эксплуатации 190–270 тыс. ч., вызовет и определенные изменения теплового, напряженно-деформированного состояния высокотемпературных элементов паровой турбины и будет влиять на общий срок эксплуатации. При этом такое влияние будет не всегда направлено в сторону ухудшения индивидуального ресурса. Так, например, проточка канавок роторов с целью устранения трещин с увеличением размеров канавок вызывает уменьшение уровня напряжений и продление ресурса оборудования.

На втором этапе поверочного расчета разработан способ решения с помощью цифровых моделей *ANSYS* и *COSMOSWorks* краевой задачи нестационарной теплопроводности с заданием граничных условий (ГУ) теплообмена на поверхностях корпусов ЦВД и ЦСД на базе созданных геометрических 3D моделей. ГУ отвечали эксплуатационным режимам по типу пусков из холодного состояния (ХС), горячего (ГС) и неостывших состояний (НС), стационарного режима. Учитывались схемы утечек пара в уплотнениях, реальные графики пуска при пусках из различных тепловых состояний, заброс конденсата в проточную часть паровой турбины, обогрев фланцев горизонтального разъема. Проведен расчет теплового (ТС) и напряженно-деформированного состояния (НДС) корпусов ЦВД и ЦСД турбины К-800-240 ст. № 7.

Для ЦВД в характерных сечениях (рис. 1а) максимальный градиент температур при пуске из ХС (рис. 1б) имеет место в моменты набора нагрузки 40 МВт (6640 с), в момент нагружения до номинальной нагрузки 800 МВт (32400 с).

ТС наружной поверхности нижней половины ЦВД определяется температурами металла порядка 500 °С в зоне паровпуска и 225 °С в выхлопном патрубке (рис. 2а). Максимальная величина интенсивности условных упругих напряжений от совместного действия разности температуры и действия давления пара в ЦВД отмечена в зоне передних концевых уплотнений $\sigma_{i\max} = 512,0$ МПа и в зоне паровпуска $\sigma_{i\max} = 170,0$ МПа (рис. 2б).

Необходимо отметить наличие зон повышенных интенсивностей условных упругих напряжений в местах конструктивного соединения патрубков подвода и отвода пара с собственно корпусом ЦВД. Интенсивности условных упругих напряжения в этих точках достигают $\sigma_{i\max} = 469,4$ МПа в конце пуска при выходе на номинальную нагрузку (32400 с). Высок общий уровень интенсивностей условных упругих напряжений в зоне канавок под гребни обойм диафрагм передних концевых уплотнений $\sigma_{i\max} = 420\text{--}460$ МПа (рис. 3б).

При пусках из холодного состояния ХС максимальный градиент температур возникает в ЦСД в характерном сечении 4 (рис. 4а) в момент выдержки на 360 МВт (25960 с) (рис. 4б).

Температура в зоне внутренней поверхности паровпуска не превышает 500 °С (рис. 5а), а на наружной поверхности нижней части ЦСД не превышает 250 °С (рис. 6а). Максимальное значение интенсивностей условных упругих напряжений $\sigma_{i\max} = 392,0$ МПа корпуса ЦСД находится на внутренней поверхности корпуса в зоне паровпускной части при пусках из ХС в момент времени 25960 с (рис. 5б).

Также значителен общий уровень интенсивностей условных упругих напряжений в зоне пазов крепления диафрагм $\sigma_{i\max} = 364\text{--}425$ МПа и в зоне фланца со стороны наружной поверхности нижней части ЦСД $\sigma_{i\max} = 586,8$ МПа (рис. 6б).

Данные теплового и напряженно-деформированного состояния корпусов ЦВД и ЦСД при пусках из характерных тепловых состояний по типу ГС, НС-1 и ХС с учетом ремонтно-восстановительных мероприятий согласно данных обследования СЕ «Донбассэнергоадак» и лаборатории металлов СЕ «Славянская ТЭС» позволяют провести расчеты малоциклового усталости металла корпусов.

Анализ эксплуатационных повреждений корпусных деталей турбин типа К-800-240 и расчетные исследования напряженно-деформированного состояния показали, что повреждаемости подвержены цилиндры высокого и среднего давления (ЦВД и ЦСД). В ЦВД самой повреждаемой зоной является внутренняя поверхность паровпуска, зона передних концевых уплотнений и зона 8–9 ступеней давления. В корпусе ЦСД наиболее высокие напряжения возникают в нижней части корпуса в зоне паровпуска, в зоне крепления диафрагм 4-й и 5-й ступеней давления и в зоне патрубка отбора пара.

На основании действующих силовых нагрузок от внутреннего давления и теплового состояния металла корпусов ЦВД и ЦСД турбины по максимальным и минимальным значениям интенсивностей условно-упругих напряжений для рассмотренных режимов турбоустановки выполнен поверочный расчет корпусов на малоцикловую усталость.

Результаты расчетной оценки малоциклового усталостной прочности металла ЦВД с учетом повреждаемости корпусов путем организации выборок металла в местах образования трещин представлены в табл. 1. Размеры и глубины выборок принимались согласно данным последнего визуального контроля металла литых корпусных деталей турбины К-800-240 блока ст. № 7 (заключение № 311-08 Славянской ТЭС).

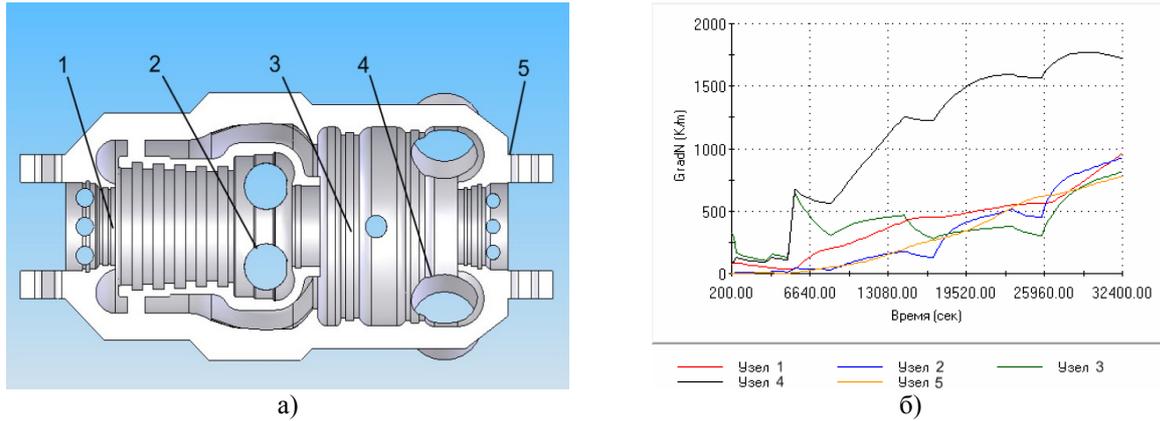


Рис. 1. Характерные сечения максимальных градиентов температур (а) и градиенты температур в характерных сечениях (б) для ЦВД турбины К-800-240

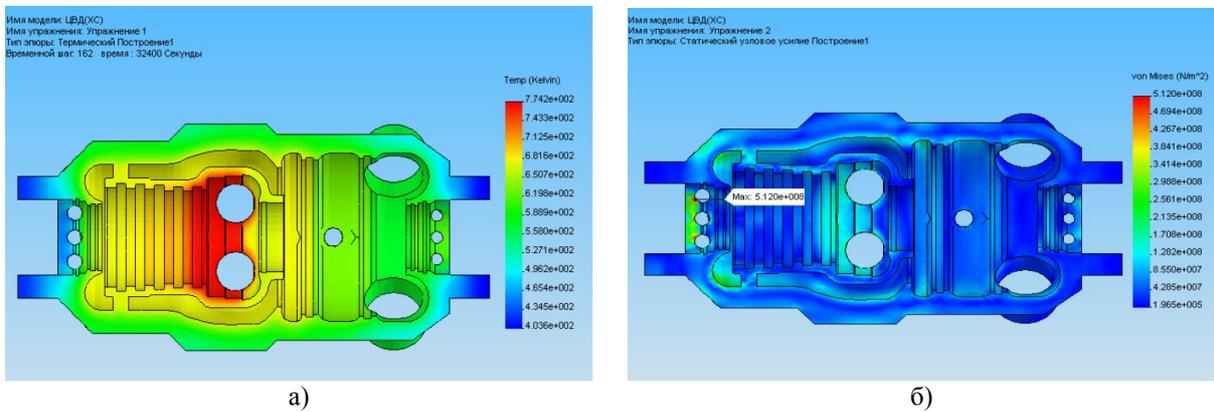


Рис. 2. ТС (а) и НДС (б) внутренней поверхности нижней половины для корпуса ЦВД (К-800-240) при пуске из ХС при выходе на номинальный режим (32400 с)

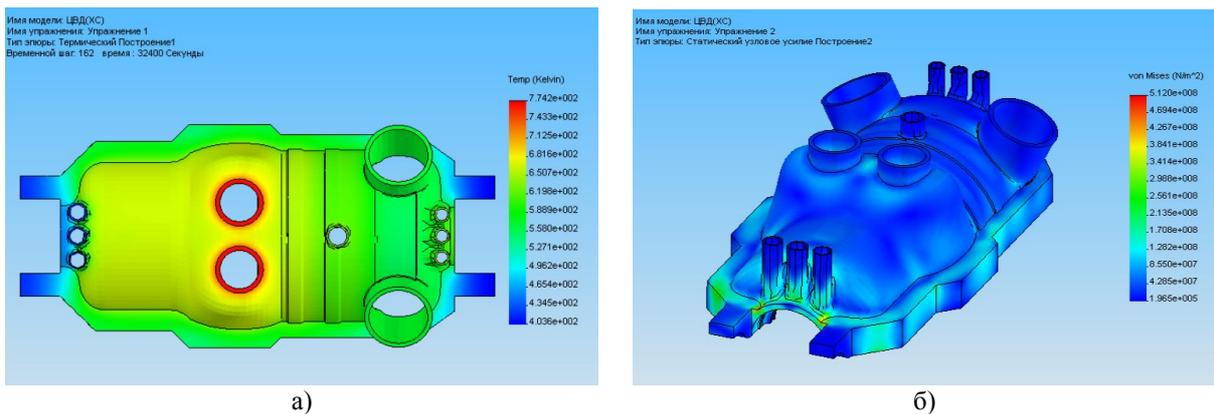


Рис. 3. ТС (а) и НДС (б) наружной поверхности нижней половины для корпуса ЦВД (К-800-240) при пуске из ХС при выходе на номинальный режим (32400 с)

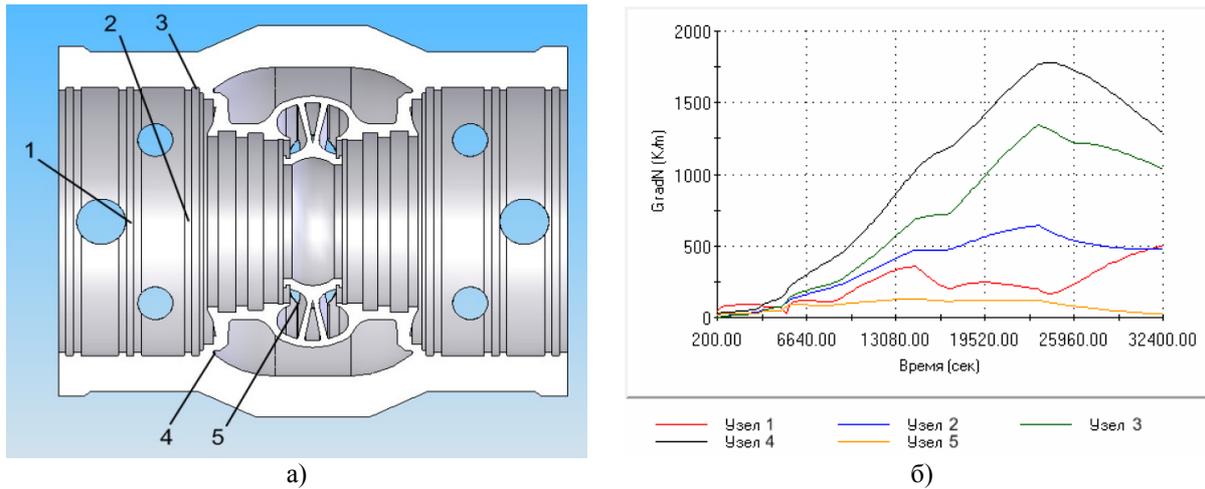


Рис. 4. Характерные сечения максимальных градиентов температур (а) и градиенты температур в характерных сечениях (б) для ЦСД турбины К-800-240

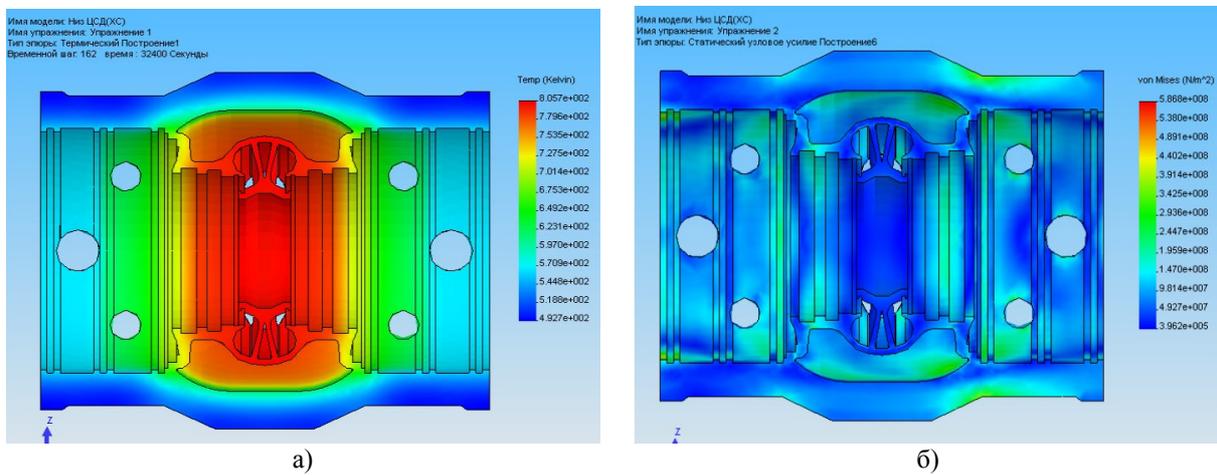


Рис. 5. ТС (а) и НДС (б) внутренней поверхности нижней половины для корпуса ЦСД (К-800-240) при пуске из ХС при выходе на номинальный режим (25960 с)

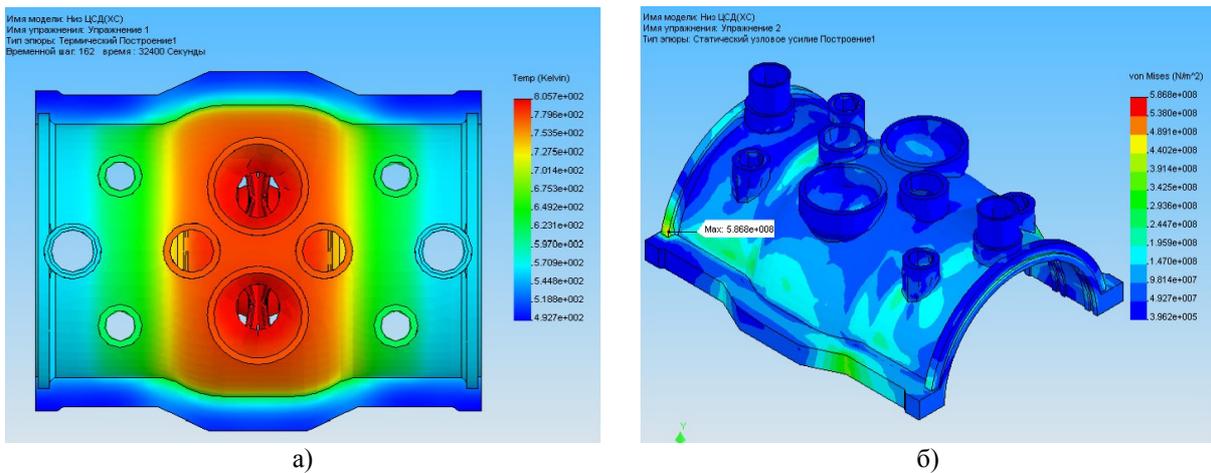


Рис. 6. ТС (а) и НДС (б) наружной поверхности нижней половины для корпуса ЦСД (К-800-240) при пуске из ХС при выходе на номинальный режим (25960 с)

Результаты расчетов на малоцикловую усталость металла корпуса ЦСД при пусковых режимах по типу ГС, НС-1 и ХС с учетом повреждаемости корпусов путем организации выборок металла в местах образования трещин представлены в табл. 2.

Для Славянской ТЭС количество пусков блоков из различных тепловых состояний распределялось так: пусков из ГС было 125 (30,30 %), из НС-1 было 250 (60,60 %) и 38 (9,09 %) из холодного состояния. По данным Славянской ТЭС по состоянию на сентябрь 2008 г. наработка блока ст. № 7 составила 239934 часа и 413 пусков из различных тепловых состояний.

Таблица 1
Расчетная оценка малоциклового усталости металла корпуса ЦВД турбины

ЦВД	Температура по толщине стенки корпуса, t_{max} , °С	Интенсивность напряжений, σ_i , МПа	Приведенная деформация, $\epsilon_{a пр}$, %	Допускаемое число пусков, N_d	
				$n_{ц} = 5,$ $n_{\epsilon} = 1,5$	$n_{ц} = 3,$ $n_{\epsilon} = 1,25$
ГС	400	565,0	0,1530	6000	–
НС-1	400	235,0	0,1310	10000	–
ХС	400	608,0	0,1633	6500	–

Таблица 2
Расчетная оценка малоциклового усталости металла корпуса ЦСД турбины

ЦСД	Температура по толщине стенки корпуса, t_{max} , °С	Интенсивность напряжений, σ_i , МПа	Приведенная деформация, $\epsilon_{a пр}$, %	Допускаемое число пусков, N_d	
				$n_{ц} = 5,$ $n_{\epsilon} = 1,5$	$n_{ц} = 3,$ $n_{\epsilon} = 1,25$
ГС	534	263,0	0,0818	22000	–
НС-1	480	307,0	0,0933	16500	–
ХС	428	432,0	0,1230	10000	–

С учетом данных по ТС, НДС ЦВД и ЦСД, а также оценки малоциклового усталости металла ЦВД, ЦСД паровой турбины К-800-240 (табл. 1 и 2) расчетная оценка поврежденности, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального остаточного ресурса корпусов ЦВД и ЦСД для энергоблока ст. № 7 Славянской ТЭС представлена в таблице 3.

При определении остаточного ресурса корпусов оценка кратковременной статической прочности может выполняться по максимальному значению номинального эквивалентного напряжения σ , [3]). Коэффициент запаса по пределу текучести материала цельнокованых роторов σ_{02}^B при расчетной температуре t на стационарном режиме должен удовлетворять условию $n_{т'} \geq 1,5$ и $n_{т''} \geq 1,5$.

Выбор коэффициентов запаса есть оптимизационная задача для различных расчетов [6]. Так же в запас идет выбор расчетной температуры в точке металла, равной температуре металла на номинальном режиме, при определении малоциклового усталости энергетического оборудования. Если из соображений оптимизации запасов прочности по числу циклов и по величине приведенных деформаций провести исследования состояния металла и снизить коэффициенты запаса прочности, то допускаемое число пусков можно повысить.

Оценка кратковременной статической прочности корпусов ЦВД и ЦСД выполняется согласно рекомендациям [3]. Запасы кратковременной статической прочности корпусов ЦВД и ЦСД нигде не выходят за пределы допустимых ($n_t' \geq 1,5$), что позволяет дальнейшую эксплуатацию.

Таким образом, расчетная поврежденность металла корпуса ЦВД турбоагрегата К-800-240 ст. № 7 Славянской ТЭС составляет 6,8 %, а корпуса ЦСД – 4,13 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для корпуса ЦСД не ограничено. Для корпуса ЦВД допустимое дополнительное расчетное число пусков не ограничено при наиболее жестком режиме пусков с максимальной амплитудой деформаций в рассматриваемой зоне согласно рекомендациям [3].

Таблица 3

Расчетная оценка поврежденности, остаточной наработки в годах
и индивидуального ресурса корпусов ЦВД и ЦСД энергоблока ст. № 7 Славянской ТЭС

№ п/п	Наименование	ЦВД	ЦСД	
1	Температура металла	520	515	
2	Интенсивность напряжений	91,94	90,5	
3	Предел текучести	210,0	210,0	
4	Номинальное эквивалентное напряжение	96,45	94,5	
5	Запас прочности $\sigma_{i\max}$	2,28	2,308	
6	Запас прочности по σ_s	2,18	2,235	
7	Допускаемое число циклов по различным типам пусков	ГС	6000	22000
		НС-1	10000	16500
		ХС	6500	10000
8	Циклическая поврежденность	0,05	0,02463	
9	Наработка, час	239934	239934	
10	Число часов работы в год	6485,0	6485,0	
11	Годовая циклическая поврежденность	0,001315	0,00066	
12	Остаточная наработка в годах с учетом запаса n_n''	114,0	265	
13	Индивидуальный остаточный ресурс	739290	1719504	
14	Общее число пусков	413	413	
15	Циклическая поврежденность (упрощенная формула)	0,068	0,0413	
16	Суммарная поврежденность за год (упрощенная формула)	0,001789	0,00186	
17	Остаточная наработка в годах с учетом запаса n_n''	73,78	84,94	
18	Индивидуальный остаточный ресурс (упрощенная формула)	478489	550874	
19	Остаточный ресурс, час	478489	550874	

Индивидуальный остаточный ресурс ЦВД и ЦСД составляет 478489 и 550874 часов при запасе поврежденности на прогнозируемый период $n_n'' = 5$. Согласно рекомендациям [3] при накоплении опыта по поврежденности корпусов запас поврежденности на прогнозируемый период можно уточнить. Это позволит продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 50000 часов при числе пусков до 350.

Выводы:

1) Использован комплексный подход к оценке остаточного ресурса паровых турбин большой мощности и продления срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. Выделены основные этапы исследований, на основе которых экспертная комиссия принимает решение о продлении эксплуатации паровых турбин большой мощности. Особое внимание надо уделить этапу экспериментального исследования по влиянию старения металла высокотемпературных элементов паровой турбины в процессе длительной эксплуатации [4].

2) Расчетная степень выработки ресурса металла корпуса ЦВД за прошедший срок эксплуатации турбины ст. № 7 составляет 6,8 %, а расчетная степень выработки ресурса металла корпуса ЦСД составляет 4,13 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков для корпуса ЦВД и ЦСД не ограничено. Индивидуальный остаточный ресурс ЦВД и ЦСД составляет более 50000 часов при запасе поврежденности на прогнозируемый период $n_n'' = 5$, что позволяет продлить эксплуатацию корпусов ЦВД и ЦСД на 50000 часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

3) Продление эксплуатации паровых турбин большой мощности сверх паркового ресурса возможно на основе внедрения комплекса мероприятий по модернизации системы контроля основных параметров турбоустановки, мониторингу и диагностике роторов турбоагрегатов, мониторингу теплового и напряженно-деформированного состояния высокотемпературных элементов турбомашин в процессе эксплуатации. Также необходима оптимизация пусковых режимов, совершенствование схемных решений, предварительный прогрев роторов и другие мероприятия. Внедрение автоматизированных систем технической диагностики (АСТД) и управления ресурсом энергоблоков позволит обеспечить надежную работу оборудования сверх паркового ресурса.

Список литературы: 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. 2. РТМ 108.021.103. Детали паровых стационарных турбин. Расчет на малоцикловую усталость. – М., 1985, № АЗ-002/7382. – 49 с. 3. РД 34.17.440-96. Методические указания о порядке проведения работ при оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М., 1996. 4. Черноусенко, О.Ю. Комплексный подход оценки остаточного ресурса высокотемпературных элементов паровых турбин, отработавших парковый ресурс [Текст] / О.Ю. Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 2. – С. 59-64. – ISSN 2078-774X. 5. Письменный, Е.Н. Расчетное определение малоциклового усталости высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 200 МВт с применением программного комплекса ANSYS И COSMOSWorks [Текст] / Е.Н. Письменный, О.Ю. Черноусенко [и др.] // Вестник НТУУ «КПИ». Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ», 2008. – С. 188-195. 6. Трухний, А.Д. Новый подход к оценке малоциклового долговечности деталей энергетического оборудования [Текст] / А.Д. Трухний // Теплоэнергетика. – 1994. – №4. – С. 2-6.

© Черноусенко О.Ю., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харків;

В.П. СУХИНИН, д-р тех. наук; проф. УИПА, Харків;

Т.Н. ФУРЦОВА, канд. техн. наук; ст. преп. УИПА, Харків;

А.Ю. БОЯРШИНОВ, аспірант ИПМаш НАН України, Харків

О ВЛИЯНИИ УГЛА СКОСА ОПОРНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЦОВ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЛОПАТОК ТУРБИН НА ХАРАКТЕР ИХ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ

Для многоопорного елочного хвостового соединения высоконагруженных рабочих лопаток паровых турбин рассмотрено влияние угла скоса опорных поверхностей зубцов на характер его напряженного состояния.

Для багатоопорного ялинкового хвостового з'єднання високонавантажених робочих лопаток парових турбін розглянуто вплив кута скосу опорних поверхонь зубців на характер його напруженого стану.

For multisupporting fir-tree tail connection of high-rate working shoulder-blades of steam-turbines influence of corner of slant of underlayments of indents is considered on character of his tense state.

Введение. Период развития турбостроения 60–90-х годов XX столетия характеризовался непрерывным ростом единичных мощностей агрегатов. В подавляющем большинстве случаев повышение мощности агрегатов определялось максимально достижимой площадью последней ступени и увеличением длины ее рабочей лопатки. Следствием этого является повышение центробежной силы лопатки и высокий уровень напряжений растяжения в ее активной части.

Для крепления на диске лопаток, центробежная сила которых достигает 1000000 Н (для турбин на 3000 об/мин) и 2000000 Н (для турбин на 1500 об/мин) должны использоваться хвостовые соединения, конструкция которых обеспечивает их длительную и надежную работу. Наибольшее распространение в турбинах большой мощности различных турбостроительных фирм получили конструкции хвостовых соединений вильчатого и елочного типов.

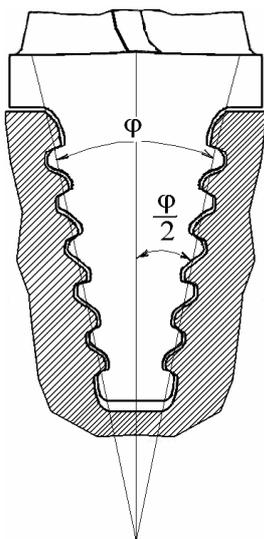


Рис. 1. Елочное хвостовое соединение

Наиболее перспективной с точки зрения надежности, высокой несущей способности, технологичности и удобства сборки следует, по нашему мнению, рассматривать елочное хвостовое соединение.

Анализ предыдущих исследований и публикаций. Достоинством елочного хвостового соединения является увеличенное количество опорных поверхностей (рис. 1), и, соответственно, умеренный уровень реактивной нагрузки от центробежных сил на каждый зубец, а, следовательно, напряжений в основании зубца. Недостатком этого соединения, как и других многоопорных конструкций, следует считать неравномерность распределения реактивных нагрузок по опорам из-за неизбежных технологических зазоров. Результатам исследований напряженно-деформированного состояния (НДС) елочных хвостовых соединений посвящен ряд работ [1–5]. Однако совершенствование конструкций хвостовых соединений с целью снижения общих и местных

напряжений не получило до настоящего времени достаточного развития.

Речь идет, в частности, об общей форме хвостовика – угле раскрытия боковых образующих (φ) и угле скоса опорных поверхностей ($\varphi/2$). Варьирование этими углами ограничивается общими конструктивными параметрами ступени. Это связано с тем, что число лопаток на рабочем колесе выбирается исходя из шаговых отношений в корне и на периферии лопатки.

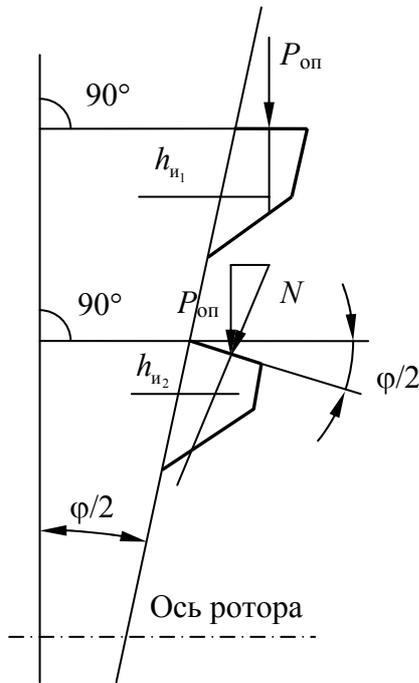


Рис. 2. Силовая схема

Основная часть. Анализ конструктивных параметров показывает, что стремление ограничить шаговое отношение на периферии приводит к его малым значениям в корне, где оно, как правило, не превышает $t/b \approx 0,3$. В этих условиях угол клина φ в наиболее распространенных случаях не может быть выполнен более 18° (рис. 1–2). Поскольку плоскость опорной поверхности выполняют нормальной к боковой образующей (исходя из соображений технологии обработки и сборки), то с вертикальной осью она составляет угол, равный половине угла клина хвостового соединения $\varphi/2$. Это обстоятельство приводит к некоторому росту силы N , изгибающей зубец хвостовика (согласно схеме действия клина, который образуют опорные поверхности пары зубцов по обе стороны хвостовика). Рост этой силы в пределах указанных углов незначителен ($N = P_{оп} / \sin \frac{\varphi}{2}$). Зато значительно больший эффект связан с уменьшением плеча изгиба от силы N ($h_{и2} < h_{и1}$), рис. 2, с соответствующим снижением

напряжений изгиба в основании зубца.

При указанных соотношениях геометрических параметров угол раскрытия клина хвостовика, согласно вышесказанному, определяет величину изгибающего момента в основании (сечении заделки) зубца. Неравномерность распределения напряжений здесь в значительной степени определяется их концентрацией в угловом переходе с радиусом закругления.

Здесь представлены результаты исследований, проведенных с помощью программного комплекса *ANSYS* в двухмерной постановке при различных углах скоса опорной поверхности. При этом рассматривается текущее поперечное сечение, что можно считать представительным, поскольку геометрия профиля постоянна в любом сечении плоскости, перпендикулярной оси ротора.

При построении конечно-элементной модели использован элемент *PLANE 82*, хорошо описывающий тела сложной формы. Характер распределения напряжений в хвостовом соединении при контакте по всем опорным поверхностям, представленный на рис. 3, показывает, что наибольшие напряжения возникают в зоне верхнего зубца (до 1340 МПа). Величины полученных максимальных напряжений превышают значения пределов текучести лопаточных сталей (для 12X13, например, – 450 МПа, для 15X11МФ – 680 МПа), что приводит к образованию незначительной по глубине зоны пластического деформирования металла, зависящей от величины коэффициента концентрации и уровня средних напряжений. Следует отметить, что в деталях,

подверженных статическим нагрузкам, такой характер распределения напряжений не приводит к снижению их работоспособности.

Общее напряженное состояние хвостового соединения, характеризуемое эквивалентными напряжениями (напряжения по Мизесу), представлено на рис. 4.

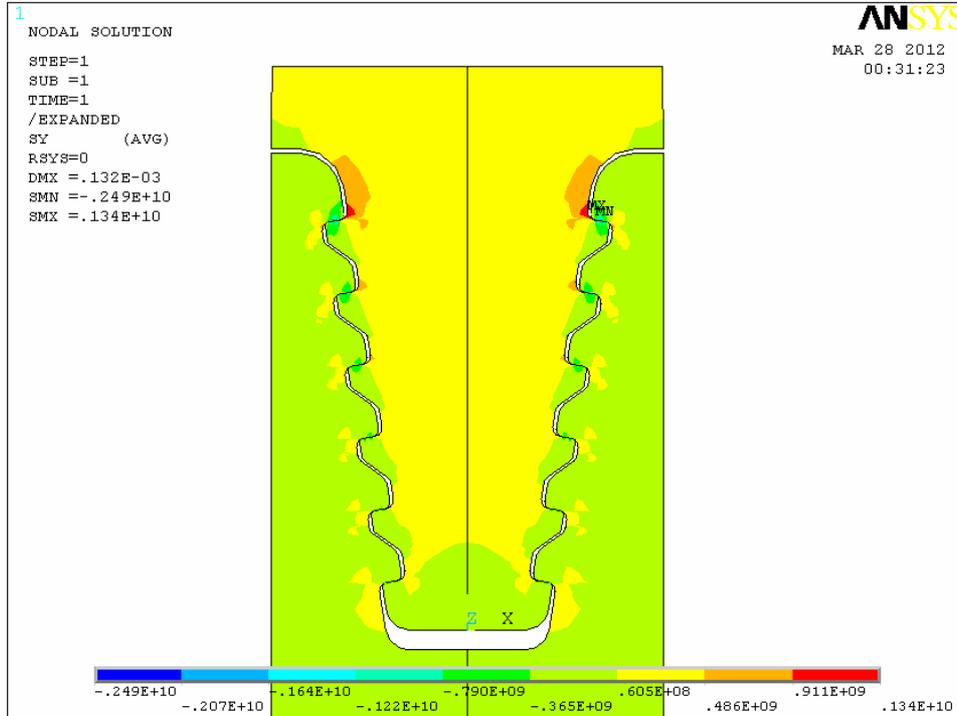


Рис. 3. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении)

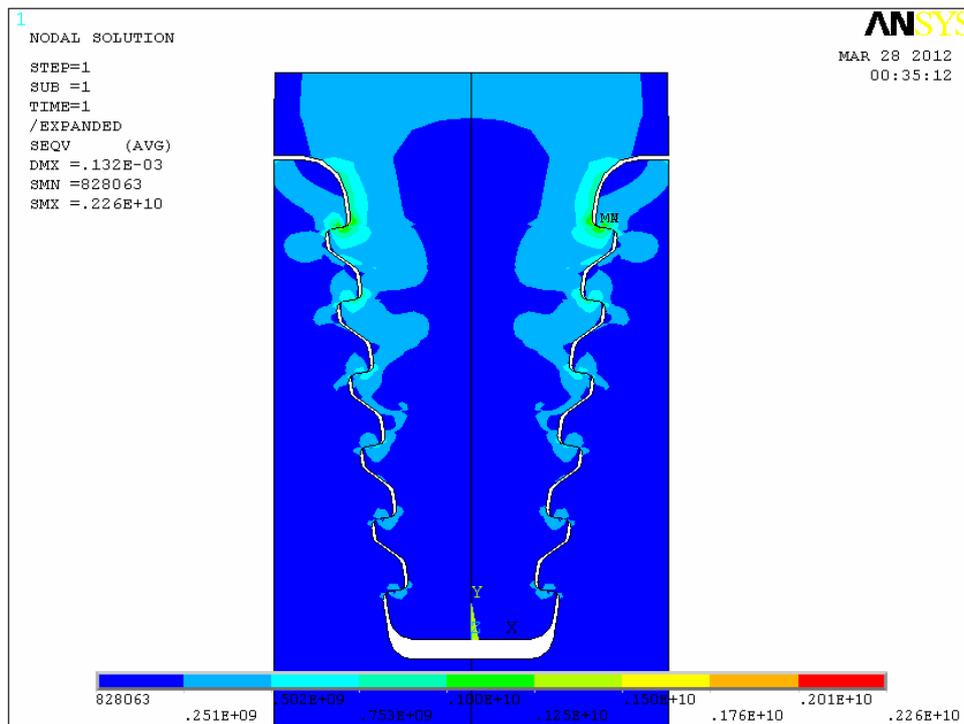


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений в елочном хвостовом соединении

Сложность напряженного состояния хвостового соединения определяется несколькими факторами, в числе которых: высокая статическая нагрузка и сложная геометрическая форма с пересечением образующих плоскостей под разными углами, что определяет характер неравномерного распределения силовых линий в объеме хвостовика. Имевшие место, в условиях эксплуатации турбомашин, разрушения хвостовых соединений носят усталостный характер, при котором развитие трещин начинается в зонах с максимальным уровнем напряжений. Поскольку для длинных лопаток используются многоопорные, со значительной протяженностью в осевом направлении, конструкции хвостовиков, неравномерность распределения местных напряжений здесь еще более возрастает.

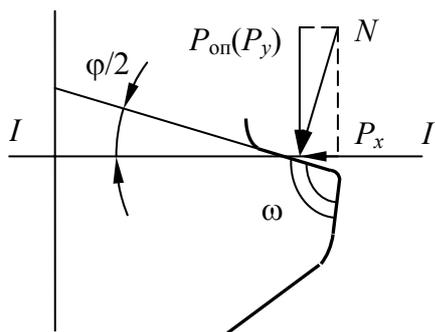


Рис. 5. Действие реактивного усилия в елочном профиле со скосом опорной поверхности

В применяемых конструкциях елочных хвостовых соединений, где плоскости опорных площадок расположены под углом к оси хвостовика, действующая на опору сила N , раскладывается на горизонтальную P_x и вертикальную $P_{оп}(P_y)$ составляющие и наблюдается некоторое сглаживание эпюры напряжений в опасном сечении за счет действия разгружающего момента от горизонтальной составляющей. Кроме того, скос, выполненный под углом, позволяет увеличить радиусы закруглений и снизить концентрацию напряжений.

В работе исследовался вариант конструкции с наклонными опорными поверхностями при углах наклона опоры $\varphi/2 = 0^\circ - 36^\circ$. Как показали проведенные исследования, максимальные напряжения в зоне закругления верхнего зубца меняются несущественно (их величина колеблется от 1320 до 1370 МПа), однако с возрастанием угла наклона опорных поверхностей происходит перераспределение и уменьшение средних и максимальных напряжений в сечении $I-I$ в закруглениях у опорных поверхностей зубцов (рис. 5). Это приводит к уменьшению теоретических коэффициентов концентрации напряжений K_t . Их изменение представлено на рис. 6, откуда следует, что при увеличении угла скоса от 9° до 18° теоретический коэффициент концентрации напряжений снижается в 1,4 раза. В рассмотренном диапазоне углов скоса опорной поверхности φ от 0° до 36° коэффициент концентрации снижается в 2 с лишним раза.

Более полное представление о влиянии различных факторов на НДС конструкции может быть получено с помощью эффективных коэффициентов концентрации. Для их определения воспользуемся формулой, предложенной Нейбером [6]:

$$K_A = 1 + \frac{K_t - 1}{1 + \frac{\pi}{\pi - \omega} \sqrt{\frac{A}{R}}},$$

где $A = 0,092$ мм – постоянная материала по Нейберу; K_t – теоретический коэффициент концентрации напряжений; R – радиус закругления у основания выреза; ω – входящий угол выреза в виде V -образного паза, выражающийся в радианах (рис. 5).

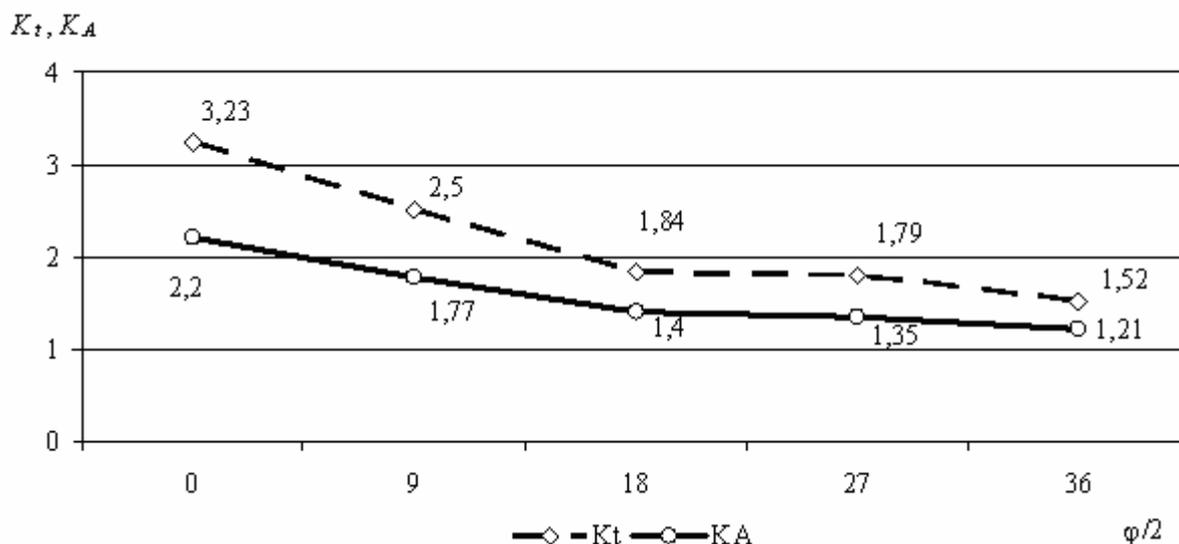


Рис. 6. Теоретические и эффективные коэффициенты концентрации напряжений

Выводы. В результате проведенного численного исследования показано, что в условиях ограниченных возможностей по выбору общей геометрии хвостовика (угол раскрытия боковых образующих) эффективным средством для снижения общей и местной неравномерности распределения напряжений является выполнение опорных площадок хвостовика под углом к боковой образующей.

В связи с ограничениями по раскрытию угла клина хвостовика, фактически определяющего величину изгибающего момента в зубце, целесообразно для повышения положительного эффекта, при фиксированном угле клина, выполнять скос опорной поверхности под углом $\varphi/2 = 9^\circ\text{--}18^\circ$ по отношению к боковой образующей хвостовика (рис. 2).

Список литературы: 1. Лейкин, А.С. Напряженность и выносливость деталей сложной конфигурации [Текст] / А.С. Лейкин. – М.: Машиностроение, 1968. – 371 с. 2. Мустафин, Ч.Г. Исследование влияния зазоров между опорными поверхностями зубьев на распределение нагрузки в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин: автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: спец. 05.05.16 «Турбомашини и турбоустановки» [Текст] / Ч.Г. Мустафин. – Л., 1963. – 20 с. 3. Прочность элементов паровых турбин [Текст] / под общ. ред. Л.А. Шубенко-Шубина. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с. 4. Сухинин, В.П. Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин / В.П. Сухинин // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 38-46. 5. Гиацинтов, Е.В. Влияние некоторых конструктивных параметров на распределение усилий в замковых соединениях елочного типа [Текст] / Е.В. Гиацинтов // Труды Моск. технол. ин-та. – М., 1959. – Вып. 37. – С. 350-57. 6. Хэйвуд, Р.Б. Проектирование с учетом усталости [Текст] / Р.Б. Хэйвуд. – М.: Машиностроение, 1969. – 504 с.

© Шубенко А.Л., Сухинин В.П., Фурсова Т.Н., Бояршинов А.Ю., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.675

О.М. КОБЦЕВ, инженер филиала Харьковского ЦКБ «Энергопрогресс»
ООО «Котлотурбопром»;
В.В. ПАНОВ, аспирант Национального аэрокосмического университета
им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», инженер филиала Харьковского ЦКБ
«Энергопрогресс» ООО «Котлотурбопром»;
Т.Н. ПУГАЧЕВА, канд. техн. наук; инженер Украинской инженерно-
педагогической академии, Харьков

ПРИМЕНЕНИЕ ТУРБОПРИВОДА ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА НА ЭНЕРГОБЛОКАХ 150–200 МВт ТЭС

Рассмотрен вопрос применения турбоприводов питательных насосов на энергоблоках 150–200 МВт ТЭС. Определены возможные схемы включения турбопривода в тепловую схему энергоблока ТЭС, а также экономический эффект от регулирования оборотов питательного насоса.

Розглянуто питання застосування турбоприводів живильних насосів на енергоблоках 150–200 МВт ТЕС. Визначені можливі схеми увімкнення турбоприводу в теплову схему енергоблоку ТЕС, а також економічний ефект при регулюванні обертів живильного насосу.

The question of application of the turbine drive of feed pump at the unit 150–200 MW of TPP is considered. Schemes of inclusion of the turbine drive into thermal unit scheme, as well as the economic effect of the feed pump's rotation adjustment are defined.

Питательные насосы, наряду с котельным агрегатом и турбиной, относятся к основному и наиболее ответственному энергетическому оборудованию тепловой электростанции и являются основными потребителями энергии собственных нужд. Так, для блоков с турбинами К-160-130 и К-200-130 на параметры пара 12,74 МПа (130 ата) расход энергии на привод насоса составляет (2–2,5) % от полезной мощности энергоблока.

Режимы работы питательных насосов в значительной мере определяют экономичность работы энергоблоков ТЭС. Решение вопросов эффективного регулирования производительности и напора питательных насосов, позволяющих уменьшить износ самого насоса, трубопроводов и запорно-регулирующей арматуры, снизить потребление собственных нужд, является в настоящее время одним из основных факторов, обеспечивающих надежность работы, экономичность и маневренность котлотурбинного оборудования.

Для подачи питательной воды в котел на энергоблоках мощностью 150–200 МВт применяются питательные насосы с электроприводом (ПЭН). В настоящее время многие из указанных энергоблоков по различным причинам работают с неполной нагрузкой – из-за качества топлива, технического состояния котельного агрегата, участия в регулировочном режиме энергосистемы. При работе энергоблока в режиме частичной нагрузки, ПЭН работает при постоянных оборотах, а регулирование его напора и расхода осуществляется регулятором производительности котла (РПК), перепад давлений на котором, при соответствующем уменьшении расхода, повышается. При этом имеет место чрезмерное потребление электроэнергии электроприводом питательного насоса.

Более экономичное регулирование производительности питательного насоса возможно осуществить при изменении числа его оборотов – с помощью турбопривода,

частотного регулятора (ЧР) или гидромурфты (ГМ). Вопросы применения гидромурфт, а также частотных регуляторов на тепловых электростанциях рассмотрены в литературе [1–5].

Практика показывает, что в настоящее время на энергоблоках 150–200 МВт гидромурфты применяются все реже в связи с их довольно низкой надежностью, а частотные регуляторы, ввиду значительных массогабаритных показателей, зачастую невозможно разместить в условиях плотной компоновки электростанции.

Применение же турбопривода питательного насоса (ТПН) имеет ряд преимуществ (высокая надежность, компактные габариты, широкий диапазон регулирования) и является типовым решением для энергоблоков большой мощности (300–800 МВт). На блоках меньшей мощности (150–200 МВт) применение ТПН по различным причинам распространения не получило. Однако в настоящее время, при изменении структуры энергопотребления, графиков покрытия электрических нагрузок, подорожании топлива и электроэнергии, возник ряд факторов, позволяющих обосновать техническую возможность и экономическую целесообразность установки ТПН на энергоблоках 150 – 200 МВт ТЭС.

Целью данной статьи является рассмотрение технической возможности и экономической целесообразности применения турбоприводов питательных насосов (ТПН) на энергоблоках 150 – 200 МВт ТЭС.

Энергоблоки 150–175 МВт с турбинами типа К-160-130 и К-175-12,8 ХТГЗ

ОАО «Турбоатом» выпустил порядка 100 турбоустановок типа К-160-130 и К-175-12,8. В Украине в эксплуатации находится 6 энергоблоков с турбинами типа К-160-130. Как правило, на большинстве энергоблоков 150–175 МВт установлены два питательных электронасоса (основной и резервный) типа ПЭ-500-180, имеющих подачу, равную полному расходу питательной воды до 540 м³/ч при напоре 17,6 МПа (без бустерного насоса).

Энергоблоки 200 МВт с турбинами типа К-200-130 и Т-180-130 ЛМЗ

Турбоустановки типа К-200-130 Ленинградского металлического завода (ныне ОАО «Силовые машины») выпускаются с 50-х годов прошлого столетия. За это время выпущено более 200 турбоустановок этого типа различных модификаций. ЛМЗ также выпускает турбины типа Т-180-130, унифицированные с турбиной К-200-130 с организацией регулируемого теплофикационного отбора (изготовлено 33 турбины данного типа). В Украине в эксплуатации находится 43 энергоблока мощностью 200 МВт с турбинами К-200-130.

На большинстве энергоблоков 200 МВт количество питательных электронасосов равно трем, два из которых являются основными и рассчитаны на режим максимальной нагрузки энергоблока, а третий обеспечивает пуско-остановочные и малорасходные режимы. При этом один из основных насосов находится в работе, а другой – в резерве (на АВР). В качестве основных насосов наиболее часто используются насосы типа ПЭ-640-180 или ПЭ-580-185, в качестве пусковых – ПЭ-430-180.

Сравнение экономичности работы питательного насоса при регулировании его производительности дросселированием и изменением числа оборотов турбоприводом

На рис. 1 в качестве примера представлена характеристика питательного электронасоса типа ПЭ 580-185-2, определяющая изменение напора, КПД и потребляемой мощности при изменении производительности (расхода) насоса.

На рис. 2 представлений графік, що дозволяє оцінити зміну потужності приводу живильного насоса при регулюванні його продуктивності шляхом дроселювання та зміни числа обертів з допомогою турбопривода.

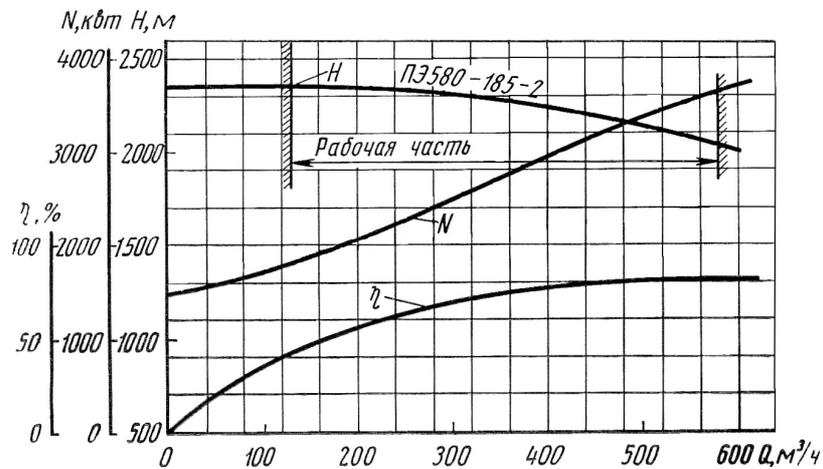


Рис. 1. Характеристика живильного електронасоса типу ПЭ 580-185-2

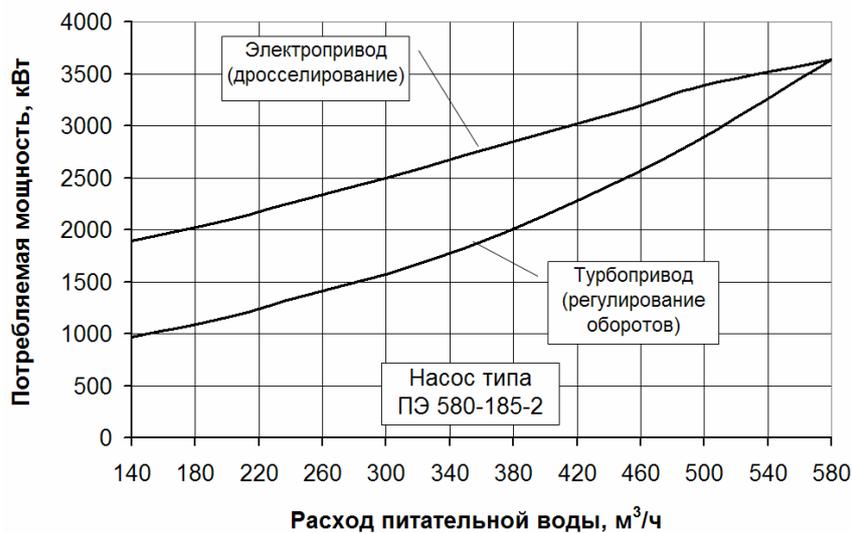


Рис. 2. Зміна потужності приводу живильного насоса

Різниця між потужністю електропривода та турбопривода представляє собою величину зниження енергопотреблення на власні потреби. На рис. 3 наведено графік, побудований для трьох основних типів живильних насосів, що застосовуються на енергоблоках 150–200 МВт, що дозволяє визначити величину зниження енергопотреблення власних потреб енергоблоку (при регулюванні обертів живильного насоса) в залежності від потужності основної турбіни.

З рис. 3 видно, що на режимах розвантаження турбіни тільки за рахунок регулювання обертів живильного насоса вдасться знизити енергопотреблення на власні потреби до 750–950 кВт (в залежності від типу насоса). Додаткове підвищення економічності енергоблоку можна досягти при роботі на скользящих параметрах свіжого пара.

В залежності від параметрів пара перед турбоприводом і за ним, наявності або відсутності стаціонарних споживачів редуцированного пара, а також режимів роботи

основной турбины, возможны несколько вариантов включения ТПН в тепловую схему энергоблока.

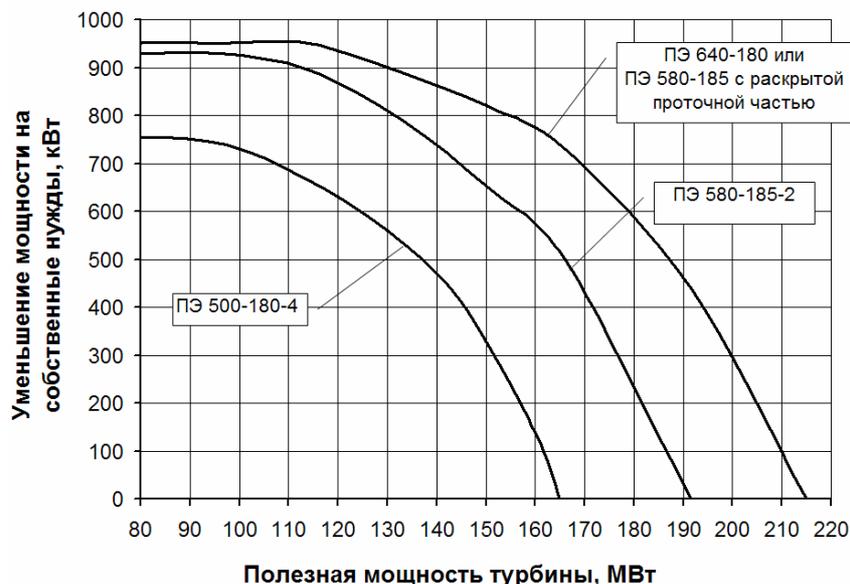


Рис. 3. Величина снижения энергопотребления собственных нужд энергоблока

Вариант 1. Питание турбопривода свежим паром от котла и сброс отработанного пара в стационарный коллектор собственных нужд (13 ата)

Как правило, пар в стационарный коллектор собственных нужд (1,27 МПа (13 ата)) поступает из холодного промпрегрева (ХПП) турбин через редукционно-охладительные установки (РОУ). В рассматриваемом варианте предполагается установка ТПН, питающегося свежим паром от котла и осуществляющего выхлоп отработанного пара в коллектор 1,27 МПа (13 ата) с замещением отборов пара из ХПП основной турбины. В случае, когда потребитель пара собственных нужд временно отсутствует (например, в летний период), возможно осуществлять выхлоп ТПН в 3-й регенеративный отбор турбины на соответствующий ПВД. Принципиальная схема представлена на рис. 4.

Данный вариант подключения турбопривода может иметь **дополнительное преимущество по увеличению мощности энергоблока** в случае, если имеется резерв по паропроизводительности котлоагрегата. В случае, когда максимальная мощность энергоблока ограничена пропускной способностью турбины, установка ТПН позволяет увеличить выработку электроэнергии сверх максимально возможной. Турбопривод, питаясь свежим паром от котла, увеличивает его паровую нагрузку (при соответствующем увеличении расхода топлива). При этом замещение пара отбора из ХПП и исключение электропривода питательного насоса позволяют увеличить максимальную полезную мощность энергоблока до 12–13 МВт при наличии потребителей пара 1,27 МПа (13 ата) в количестве 25–35 т/ч.

Предлагаемая схема успешно реализована Харьковским ЦКБ при участии в проекте перевода энергоблока 200 МВт ст. № 4 Старобешевской ТЭС на двухбайпасную пусковую схему при работе с котлом с циркулирующим кипящим слоем (ЦКС). В проекте была предусмотрена установка турбопривода питательного насоса, обеспечивающего подачу питательной воды в котел на режимах работы (50–100) % номинальной производительности котла. Для случая отсутствия потребления пара из

коллектора, предусмотрена организация выхлопа ТПН в 3-й отбор турбины на ПВД-5. Принципиальная тепловая схема блока 200 МВт с ТПН представлена на рис. 5.

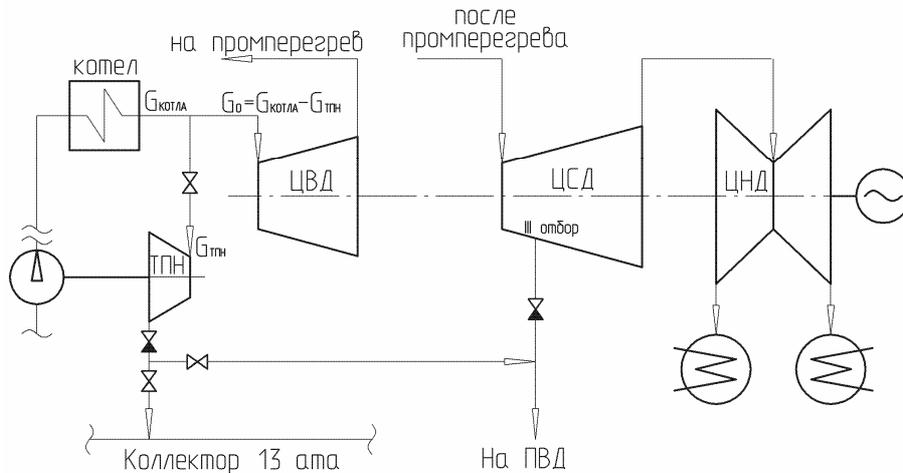


Рис. 4. Принципиальная схема подключения ТПН по варианту 1:
ЦВД, ЦСД, ЦНД – цилиндр высокого, среднего и низкого давления соответственно;
ТПН – турбопривод питательного насоса; ПВД – подогреватель высокого давления

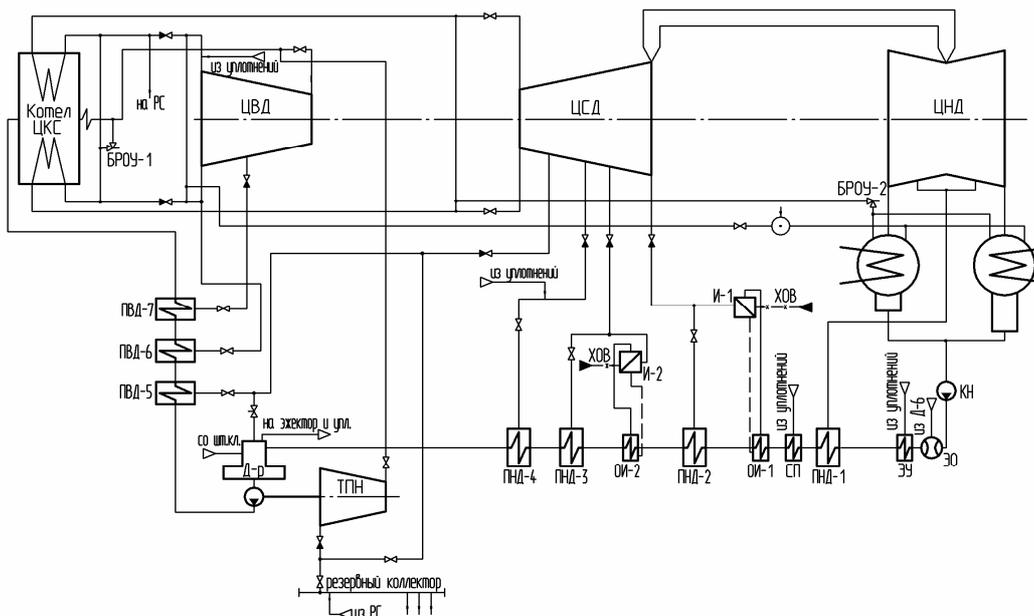


Рис. 5. Принципиальная тепловая схема блока 200 МВт ст. № 4 с котлом ЦКС и ТПН Старобешевской ТЭС:

ЦКС – котел с циркулирующим кипящим слоем; БРОУ – быстродействующая редукционно-охлаждающая установка; ХОВ – химводоочистка; Д-р – деаэрактор;
КН – конденсатный насос; И – испаритель; ПНД – подогреватель низкого давления;
СП – сальниковый подогреватель; ЭУ – эжектор уплотнений

Опыт эксплуатации реализованной по проекту ХЦКБ двухбайпасной пусковой схемы энергоблока при работе с котлом ЦКС и турбоприводом подтвердил правильность принятых технических решений, а также экономическую целесообразность установки турбопривода питательного насоса вместо электропривода. Внедрение турбопривода позволило снизить расход электроэнергии на собственные нужды с 10,7 % до 7,8 %.

Вариант 2. Питание турбопривода паром из 2-го (или 3-го) регенеративного отбора и сброс отработанного пара в проточную часть турбины

В рассматриваемом варианте возможна установка ТПН, питающегося паром из 2-го или 3-го регенеративного отбора турбины. Выхлоп отработанного пара после ТПН осуществляется в проточную часть перед ЦНД турбины. Предлагаемая схема подключения ТПН аналогична схеме, реализованной на энергоблоках мощностью 300 и 500 МВт, и представлена на рис. 6.

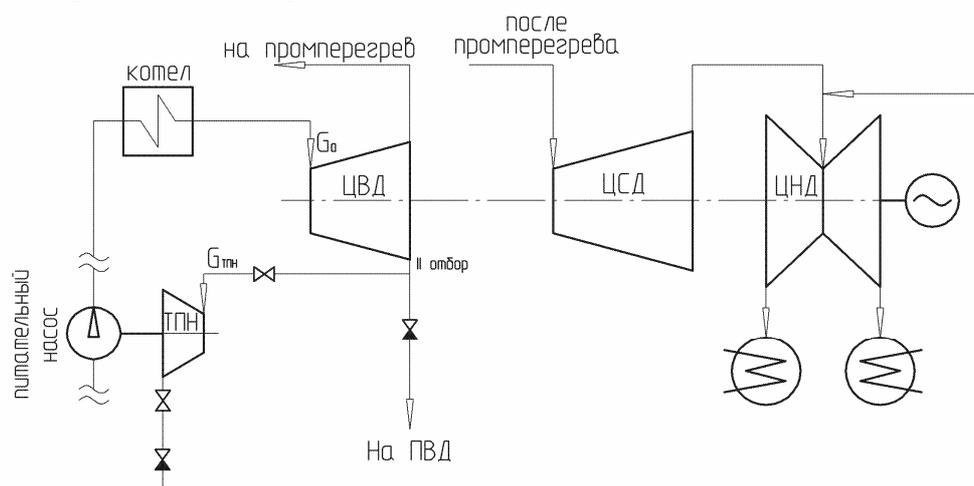


Рис. 6. Принципиальная схема подключения ТПН по варианту 2

Дополнительно в данном варианте имеется возможность использовать пар выхлопа ТПН для покрытия тепловых нагрузок, что позволит увеличить установленную тепловую мощность нерегулируемых теплофикационных отборов основной турбины. Выхлопной пар турбопривода может обеспечить дополнительный отпуск тепла в размере 20–25 Гкал/ч.

Вариант 3. Питание турбопривода паром из 2-го (или 3-го) регенеративного отбора и сброс отработанного пара в конденсатор турбины

Данный вариант аналогичен предыдущему, однако выхлоп отработанного пара ТПН осуществляется не на вход в ЦНД, а в конденсатор. Поскольку на некоторых режимах работы турбопривода с малыми расходами возможно повышение температуры выхлопного пара до 100 °С, в данной схеме предусматривается установка впрыскивающего пароохладителя.

Кроме того, сброс пара в конденсатор позволит организовать схему пуска и набора нагрузки на ТПН от постороннего источника без использования пусковых электронасосов. Подобная схема включения конденсационного турбопривода (со своим конденсатором) применяется на энергоблоках 800 МВт.

Выводы:

Внедрение турбопривода на энергоблоках 150–200 МВт позволит обеспечить следующие преимущества:

– возможность наиболее экономичного изменения производительности и напора питательного насоса со значительным уменьшением потребляемой им мощности путем регулирования числа его оборотов. При разгрузке энергоблоков 150–200 МВт до уровня 50 % от номинальной мощности, снижение потребления собственных нужд составит соответственно до 750–950 кВт;

– обеспечивается эксплуатационная маневренность блока при покрытии широкого диапазона возможных нагрузок;

– возможность работы энергоблока на скользящих параметрах, что в комплексе с корректировкой парораспределения приводит к увеличению электрической мощности основной турбины и экономичности энергоблока в целом. Работа блока на скользящих параметрах с пониженным давлением и температурой благоприятно сказывается на состоянии металла, сроке службы и надежности элементов котла и турбины;

– возможность обеспечения собственных нужд в паре определенных параметров выхлопным паром турбопривода. При этом выводятся из работы неэкономичные РОУ, приводящие к недовыработке электроэнергии.

Проведенные технико-экономические расчеты свидетельствуют о целесообразности применения турбопривода питательного насоса на энергоблоках 150–200 МВт с турбинами типа К-160-130, К-175-12,8 ХТГЗ и Т-180-130, К-200-130 ЛМЗ. Такое техническое решение особенно эффективно для блоков, участвующих в регулировочном режиме энергосистемы.

Внедрение турбопривода питательного насоса особенно актуально при техническом перевооружении энергоблоков 150–200 МВт, в том числе при новом строительстве для работы в составе энергоблоков с котлами ЦКС, спроектированными с возможностью глубокой разгрузки. Так, разработанный ХЦКБ двухкорпусный котел Еп-540-13,8-560/560 ЦКС (проектное топливо – рядовой АШ) позволяет обеспечить широкий диапазон регулирования (30–100 %) энергоблока без использования высокорекреационного топлива на всех режимах работы. Применение электропривода питательного насоса для работы в таком широком диапазоне нагрузок крайне неэкономично. Установка же ТПН позволит обеспечить все вышеперечисленные преимущества при маневренной работе энергоблока.

Стоимость внедрения пилотного проекта турбопривода питательного насоса для энергоблоков 150–200 МВт оценивается в сумму порядка 2 млн. долл. США. При существующей стоимости электроэнергии для ТЭС порядка 0,6 грн./(кВт·ч) срок окупаемости капитальных затрат составит 4–6 лет, что является приемлемым сроком в энергетике.

Список литературы: 1. Рихтер, М. Регулируемые приводы Voith в электростанциях комбинированного типа и магистральных газопроводах [Текст] / М. Рихтер, В.Б. Иванов // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2010. – № 3/3 (45). – С. 57-59. 2. Фаткуллин, Р.М. Об экономической эффективности применения регулируемого привода на питательных насосах ТЭС с поперечными связями [Текст] / Р.М. Фаткуллин, О.В. Зайченко, В.Э. Кремер // Энергетик. – 2004. – № 4. – С. 9-11. 3. Фардиев, И.Ш. О целесообразности и опыте применения гидромуфт на вспомогательном оборудовании ТЭС с поперечными связями [Текст] / И.Ш. Фардиев, А.А. Салихов, Р.М. Фаткуллин // Энергетик. – 2004. – № 5. – С. 15-18. 4. Ситас, В.И. Применение регулируемых гидромуфт для уменьшения расхода электроэнергии на собственные нужды электростанций [Текст] / В.И. Ситас, А. Пёшк, Р.М. Фаткуллин // Электрические станции. – 2003. – № 2. – С. 61-65. 5. Лазарев, Г.Б. Частотно-регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок – эффективная технология энерго- и ресурсосбережения на тепловых электростанциях [Текст] // Силовая электроника. – 2007. – № 3. – С. 41-48. 6. Стерман, Л.С. Техничко-экономические основы выбора параметров конденсационных электрических станций [Текст]: учеб. пособ. для вузов по специальности «Тепловые электрические станции» / Л.С. Стерман. – М.: Высшая школа, 1970. – 280 с. с ил. 7. Малюшенко, В.В. Насосное оборудование тепловых электростанций. – 2-е изд., перераб. и доп. [Текст] / В.В. Малюшенко, А.К. Михайлов. – М.: Энергия, 1975. – 280 с. с ил.

© Кобцев О.М., Панов В.В., Пугачева Т.Н., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.438:66.045.1:536.27

А.Н. ГАНЖА, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
Н.А. МАРЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СТАЦИОНАРНОЙ ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ ВЫБОРОМ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕГЕНЕРАТОРА-ВОЗДУХОПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Разработаны математические модели и алгоритмы определения эффективности работы воздухоподогревателя с учетом распределения в нем локальную теплогидравлических параметров. Для стационарной газотурбинной установки выбрано рациональные варианты конструкции трубчатого регенератора.

Розроблено математичні моделі та алгоритми визначення ефективності роботи повітропідігрівника з урахуванням розподілу в ньому локальних теплогідравлічних параметрів. Для стаціонарної газотурбінної установки вибрано раціональні варіанти конструкції трубчастого регенератора.

The mathematical models and algorithms for determining the effectiveness of the air heater considering the distribution in local thermohydraulic parameters. For stationary gas turbine selected rational design options tubular regenerator.

Введение. В последнее время широкое внимание уделяется использованию стационарных газотурбинных установок, которые могут быть составными частями перспективных современных энергоэффективных агрегатов: парогазовых и газопаровых, когенерационных и тригенерационных установок, газоперекачивающих станций. Как известно КПД стационарных ГТУ с простой тепловой схемой на основе цикла Брайтона (без усовершенствований) невелика, и составляет при малых степенях повышения давления (π_k до 7) – до 24 %; при больших степенях повышения давления ($\pi_k = 10-22$) – (28–32) %. Из-за применения более дешевых и менее жаропрочных материалов в стационарных по сравнению с авиационными ГТУ более низкая температура газов перед турбиной (700–900 °С), что определяет их более низкий КПД. Одним из путей повышения КПД таких установок является применение регенерации теплоты (особенно при малых степенях повышения давления), которую осуществляют теплообменные аппараты – регенераторы-воздухоподогреватели. При этом уменьшается тепловая нагрузка на окружающую среду, и снижаются выбросы вредных отработавших газов. Таким образом, разработка новых и усовершенствование действующих ГТУ путем введения либо увеличения использования регенерации теплоты является актуальной задачей повышения их энергоэффективности.

Постановка задачи. Тепловая эффективность воздухоподогревателей в установке определяется безразмерным температурным параметром – степенью регенерации σ . С повышением степени регенерации однозначно увеличивается термический КПД установки. Однако при этом нужно увеличивать поверхность теплообмена, либо интенсифицировать процесс теплопередачи в аппарате, что, несомненно, приведет к росту стоимости теплообменника. С другой стороны, возрастает аэродинамическое сопротивление, которое вносит теплообменник в тракт установки. На преодоление сопротивления по воздуху расходуется часть полезной мощности, которую создает турбина, а сопротивления по тракту выхлопа уменьшают эту мощность. Все эти факторы будут влиять на уменьшение, как эффективной мощности установки, так и эффективного КПД, который в результате может даже

оказаться ниже, чем в базовой установке без регенератора. Другой проблемой применения регенерации является низкая эксплуатационная надежность воздухоподогревателей. Характерное растрескивание поверхности в процессе эксплуатации обуславливается высокими температурами теплоносителей, жаропрочностью материалов, температурными напряжениями, переменными нагрузками. Эти процессы характерны как для обычных трубчатых воздухоподогревателей, так и для высокоэффективных пластинчатых и компактных аппаратов.

Поэтому в данной работе поставлена задача повышения эффективности стационарной энергетической газотурбинной установки с учетом моделирования теплогидравлических процессов в регенераторе-воздухоподогревателе и анализа их влияния на эффективность установки в целом.

Решение. Воздухоподогреватели газотурбинных установок имеют широкий спектр конструкций и компоновок. Теплообменники могут быть как обычными трубчатыми, так и более эффективными – трубчато-ребристыми, пластинчатыми, пластинчато-ребристыми, профильными и пр. В стационарных энергетических ГТУ широко применяются трубчатые теплообменники с перекрестным или смешанным течением теплоносителей, которые komponуются из гладких или высокоэффективных оребренных труб. Такие аппараты имеют низкую компактность, большие массу и габариты, но более дешевые и обладают меньшим аэродинамическим сопротивлением по сравнению с другими.

В качестве объекта исследования в данной работе рассматривается стационарная энергетическая ГТУ марки ГТ 35 ХТГЗ, имеющая такие номинальные параметры [1]: электрическая мощность 32 МВт; КПД 23,2 %; степень повышения давления $\pi_k = 6,5$; расход воздуха 215 кг/с; частота вращения силового вала 3000 об/мин; температура газов перед турбиной 780 °С; выхлопных газов – 430 °С, регенерация теплоты отсутствует. Для анализа приняты стандартные параметры окружающей среды, а также потери давления на входе и выходе 1500 Па.

Как видно из характеристик этой установки, она имеет все предпосылки для введения регенерации, а именно: высокая температура уходящих газов, малый π_k и самая главная – низкий КПД (23,2 %).

Рассмотрим в качестве регенератора наиболее простой, дешевый и доступный вариант – трубчатый теплообменник.

В трубчатых регенераторах воздух чаще пропускается по трубкам, а газы обтекают трубки извне [2]. Это дает следующие преимущества [2]: корпус регенератора выходит значительно более легким, так как он рассчитывается на давление уходящих газов, по величине близко к атмосферному давлению; поверхность нагрева со стороны газов легче очищать от нагара и сажи. Однако из соображения уменьшения аэродинамического сопротивления, повышения прочности и легкости очистки поверхности также широко применяются трубчатые регенераторы, где горячие газы находятся внутри труб, а воздух – снаружи [1].

Для рассматриваемого регенератора в качестве поверхности теплообмена выбраны гладкие трубы из стали 20. Для предотвращения высокотемпературной коррозии, повышения жаропрочности и облегчения чистки диаметр труб выбран увеличенным до 57 мм с толщиной стенки 3,5 мм и шероховатостью 0,06 мм. Разбивка пучка – шахматная, по равностороннему треугольнику с шагом разбивки 80 мм. Число труб и формирование размеров пучка определялось исходя из рекомендуемых

скоростей воздуха (10–20 м/с) и газов (15–40 м/с) [1]. Максимальные скорости принимались: для воздуха 15 м/с, для газов – 40 м/с.

Анализ проведен для принципиально отличающихся, но как было сказано ранее, встречающихся двух вариантов таких теплообменников: 1) газы снаружи омывают пучок труб, совершая несколько ходов, воздух движется внутри труб; 2) газы движутся внутри труб, воздух снаружи омывает пучок труб, совершая несколько ходов. Варианты компоновки существенно отличаются, так как плотность воздуха в исследуемой установке превосходит плотность газов более чем в 8 раз, а массовые расходы сред близки друг к другу.

Для варианта, где газы внутри труб, принято: количество труб в ряду – 104 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 50 шт. Количество труб в одном ходу – 5200 шт., длина труб в ходу 1,75 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1637,4 м².

Для варианта, где газы снаружи труб принято: количество труб в ряду – 131 шт., число рядов труб по ходу воздуха – 16 шт. Количество труб в одном ходу – 2096 шт., длина труб в ходу 3,5 м; площадь наружной поверхности одного хода – 1318,6 м².

Для анализа были сформированы две математические модели и алгоритмы, которые непосредственно связаны друг с другом:

- 1) расчет параметров и эффективности газотурбинной установки;
- 2) расчет параметров и эффективности воздухоподогревателя с учетом распределения локальных теплогидравлических параметров и условий эксплуатации.

Математическая модель и алгоритм расчета регенератора предусматривает разбивку теплообменника на дискретные элементы (микротеплообменники) [3]. Число элементов разбивки на длине труб одного хода принято равным 10 (что обеспечивает достаточную точность расчета [3]).

Свойства теплоносителей, параметры теплоотдачи и теплопередачи [4] в каждом микротеплообменнике различны и зависят от особенностей компоновки аппарата, начальных участков и загрязнений. Расходы и скорости среды внутри каждого ряда труб определялись специально разработанным алгоритмом гидравлического расчета с использованием теории графов, где учитывались гидравлические и местные сопротивления [5].

Результаты анализа зависимости степени регенерации и эффективного КПД ГТУ от количества ходов в регенераторе приведены на рис. 1.

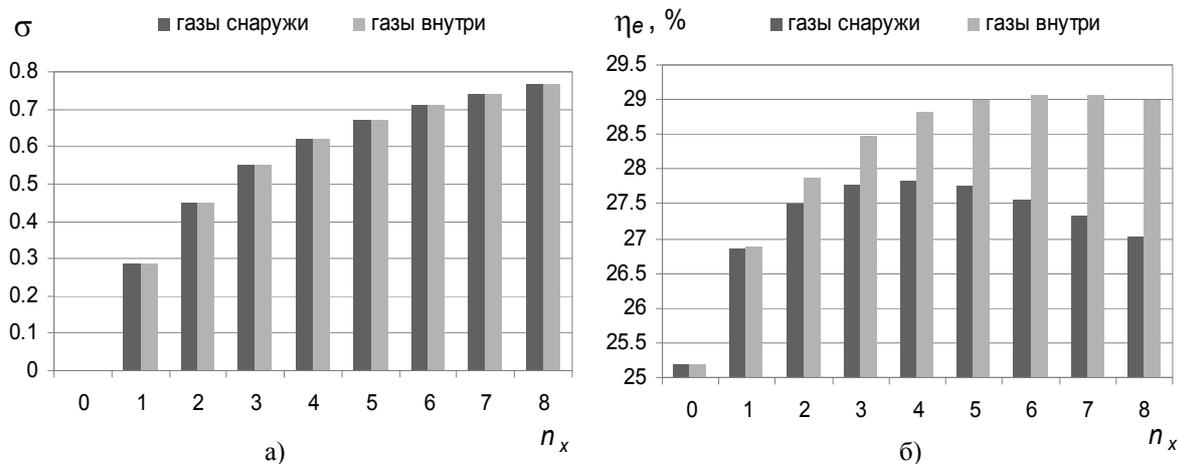


Рис. 1. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от количества ходов (секций) в регенераторе: *a* – степень регенерации; *б* – эффективный КПД ГТУ

Как видно из рис. 1 при выбранных конструктивных параметрах ходов (секций) эффективность регенераторов, т.е. степень регенерации, не отличается. Эффективный КПД ГТУ сначала повышается за счет увеличения степени регенерации, а затем падает за счет увеличения потерь давления в регенераторе. Причем максимальный КПД в варианте, где газы снаружи, составил 27,83 % в четырехсекционном аппарате площадью 5274,7 м², в варианте, где газы внутри труб, составил 29,08 % в шестисекционном аппарате площадью 9824,2 м².

На рис. 2 представлена подобная зависимость степени регенерации и эффективного КПД ГТУ, но уже от общей площади поверхности аппаратов.

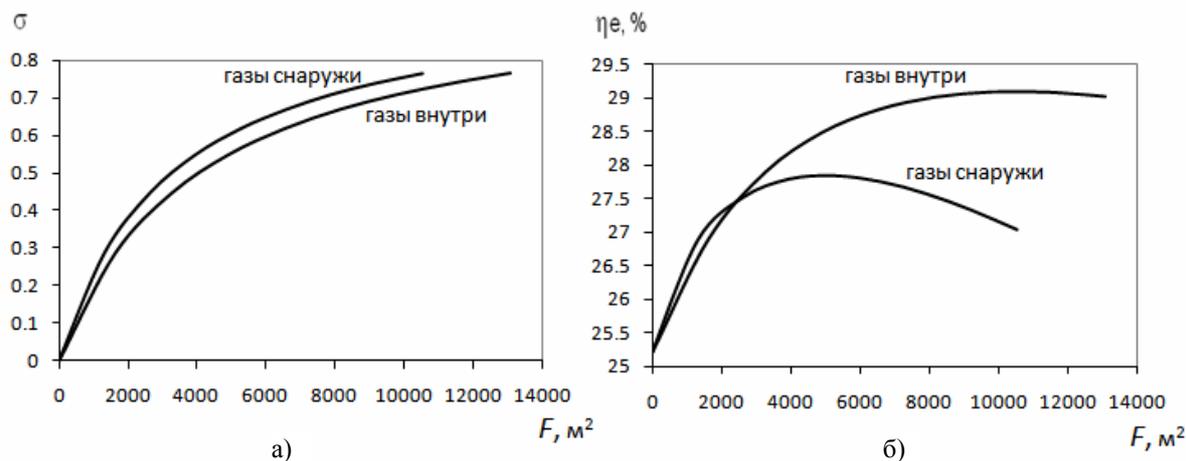


Рис. 2. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от площади поверхности регенератора: а – степень регенерации; б – эффективный КПД ГТУ

Из рис. 2 видно, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности. Это объясняется более весомым влиянием абсолютных величин потерь давления на выхлопе на эффективность цикла ГТУ по сравнению с потерями после компрессора.

Следующим этапом исследования было определение влияния перепуска горячих газов мимо регенератора. При этом уменьшаются потери давления по тракту выхлопа установки, что положительно влияет на ее КПД, однако уменьшается и эффективность самого воздухоподогревателя (степень регенерации), что будет снижать КПД установки. Таким образом, присутствует задача оптимизации. На рис. 3 показаны результаты исследования для базовых (выбранных) и других вариантов компоновки регенератора. Как видно из результатов анализа, в базовом варианте, где газы внутри труб, максимум КПД установки совпадает с долей перепуска $\varphi = 0$ (т.е. оптимум отсутствует). В вариантах, где газы снаружи труб, максимальные значения присутствуют с долей перепуска $\varphi = 0,2-0,3$; причем наибольший КПД установки 28,0 % в пятиходовом варианте. Следует отметить, что это повышение КПД незначительное.

Далее было исследовано влияния компоновки на возникающие опасные разности температур стенки (на стыке ходов в одной точке на одной трубе) и на максимальную температуру стенки. Как показал анализ результатов дискретного расчета, максимальные разности температур в базовых вариантах составили (28,9–33,6) °С при максимальных температурах стенки (394,4–396,2) °С. В вариантах с перепуском газов максимальные разности температур увеличиваются на 10 °С при доли

перепуска $\varphi = 0,2-0,3$ (как раз где присутствует максимальный КПД). Далее с увеличением доли перепуска максимальные разности температур снижаются, также снижаются максимальные температуры стенки.

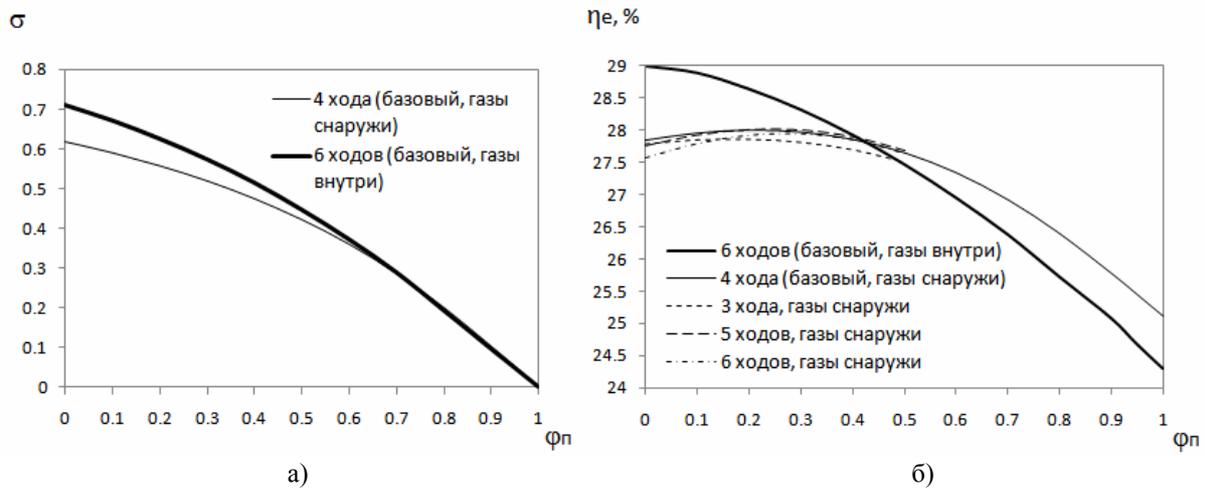


Рис. 3. Показатели эффективности регенератора и установки в зависимости от доли перепуска горячих газов мимо регенератора: а – степень регенерации; б – эффективный КПД ГТУ

Выводы. Разработаны математические модели, методики и алгоритмы системного анализа газотурбинной установки с учетом эффективности работы регенератора-воздухоподогревателя и распределения в нем локальных теплогидравлических параметров. Для стационарной газотурбинной установки ГТ 35 ХТГЗ разработана конструкция трубчатого регенератора. Расчет произведен в двух вариантах: газы движутся снаружи труб или внутри них. Найден максимальный эффективный КПД, который можно получить с использованием регенератора выбранной конструкции. Экономия топлива на номинальном режиме составит до 2100 кг.у.т. в час. Таким образом, можно сделать вывод, что вариант, где газы снаружи, эффективнее с точки зрения теплообмена, а вариант, где газы внутри, лучше по термодинамической эффективности установки. Проведено исследование целесообразности использования перепуска газов мимо регенератора с точки зрения повышения его надежности и экономичности установки. Представляется целесообразным в дальнейшем провести оптимизационные расчеты, где учесть баланс между экономией топлива и затратами на изготовление аппаратов.

Список литературы: 1. Стационарные газотурбинные установки: справочник [Текст] / [Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов и др.]; под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1989. – 543 с. 2. Нигматулин, И.Н. Тепловые двигатели [Текст] / И.Н. Нигматулин, П.Н. Шляхин, В.А. Ценев; под ред. И.Н. Нигматулина. – М.: Высшая школа, 1974. – 375 с. 3. Братуга, Е.Г. Удосконалена методика розрахунку температурних характеристик теплообмінних апаратів з перехресним плином та їх систем [Текст] / Е.Г. Братуга, А.М. Ганжа // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2008. – № 1. – С. 61–65. 4. Теплопередача и гидравлическое сопротивление: справочник [Текст] / [С.С. Кутателадзе]. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с. 5. Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям [Текст] / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 559 с.

© Ганжа А.Н., Марченко Н.А., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.564; 621.577

Д.Х. ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМАШ НАНУ, Харьков;
Э.Г. БРАТУТА, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.В. ШЕРСТЮК, аспирант НТУ «ХПИ»;
Е.Г. КРУПОВА, магистр НТУ «ХПИ»

ЭКОЛОГО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ АСПЕКТЫ ПЕРЕВОДА ДЕЙСТВУЮЩИХ ХОЛОДИЛЬНЫХ МАШИН И ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ НА СОВРЕМЕННЫЕ ХЛАДАГЕНТЫ

Рассматриваются основные варианты перспективных решений использования альтернативных хладагентов в существующих холодильных машинах и тепловых насосах, которые обеспечивают необходимую энергетическую эффективность и экологическую безопасность.

Розглядаються основні варіанти перспективних рішень щодо використання альтернативних холодоагентів у існуючих холодильних машинах та теплових насосах, що забезпечують потрібну енергетичну ефективність та екологічну безпечність.

This paper is presents main options for future decisions to use alternative refrigerant that provide the required energy efficiency and environmental safety of chillers and heat pumps.

Утончение озонового слоя земной атмосферы и глобальное потепление зависит не только от выбросов в атмосферу углекислого газа, но и от выбросов хлорсодержащих хладагентов. Необходимость ограничения, а в перспективе – и полное прекращение производства и использования озоноразрушающих хладагентов легла в основу подписания многими странами мира Монреальского, а в последствии и Киотского протоколов.

Украина, как и большинство стран мира приняла на себя обязательства проводить энергосберегающую политику, направленную на снижение выбросов CO₂ в атмосферу, а также устранение из обращения ряда озонопасных хладагентов. Для реализации этого направления в Украине принят ряд законодательных актов.

Введение ограничений на применение некоторых хладагентов, позволяет исключить из широкого употребления целую группу рабочих веществ, являющихся термодинамически неэффективными и обладающих плохими характеристиками, с точки зрения процессов теплопередачи при конденсации и кипении. Появилась, так называемая, проблема ретрофита запрещенных хладагентов альтернативными рабочими веществами, которые не уступают по своим термодинамическим характеристикам, заменяемым хладагентам. Ретрофит применяется для оборудования, которое находится в эксплуатации и еще не израсходовало свой ресурс.

Выбор нового альтернативного хладагента, представляет собой сложную задачу, поскольку это всегда некое компромиссное решение между достаточно противоречивыми требованиями. Необходимо учитывать аспекты глобального и локального, прямого и опосредованного влияния хладагента на окружающую среду. Кроме того, хладагент должен иметь хорошие термодинамические и эксплуатационные показатели, а также низкий уровень токсичности. В последнее время факторы экологии и безопасности эксплуатации являются преобладающими над остальными требованиями к хладагентам. Между тем, требование обеспечения высокой энергетической эффективности холодильного оборудования остается одним из главных, поскольку снижая энергетические затраты на привод холодильной машины

(ХМ) или теплонасосной установки (ТНУ) уменьшается косвенное воздействие хладагента на окружающую среду, поскольку снижается масса CO_2 , выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии. Проведенный в работе [1] количественный анализ экологических характеристик ХМ показал, что экологические последствия в большей степени зависят от термодинамически обоснованного выбора энергетически эффективного хладагента, чем непосредственно от показателей прямой опасности хладагента.

Таким образом, для оценки альтернатив при переводе существующего холодильного оборудования на современные хладагенты необходим комплексный подход, предусматривающий анализ показателей термодинамической эффективности ХМ и ТНУ, анализ экологических маркеров хладагентов, определение экономической целесообразности процедуры замены хладагента в действующих установках. Учитывая тот факт, что значительная часть действующего в Украине холодильного оборудования использующее экологически небезопасные хладагенты не исчерпало свой ресурс, и поэтому еще долгое время будет находиться в эксплуатации, тема данной работы представляется достаточно актуальной.

Для эколого-энергетической оценки хладагента в соответствующей системе, многими авторами используется так называемый общий коэффициент эквивалентного потепления $TEWI$ [2]:

$$TEWI = GWP \cdot M + \alpha \cdot B, \quad (1)$$

где GWP – потенциал глобального потепления по отношению к CO_2 ($GWP_{\text{CO}_2} = 1$); M – масса выпущенного в атмосферу хладагента (эмиссия), кг; α – масса выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии диоксида углерода, кг $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$; B – количество энергии, потребленное ТНУ за время ее эксплуатации, кВт·ч.

Величина α в (1) непосредственно зависит от региона и того, как в этом регионе производится электроэнергия. Для гидроэлектростанции $\alpha = 0$. При производстве электрической энергии за счет сжигания нефти и угля α составляет около 0,8 кг $\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$.

Следует отметить, что при оценке показателя $TEWI$ часто слагаемое $GWP \cdot M$, учитывающее прямую эмиссию хладагента, может быть существенно ниже, второго слагаемого в формуле (1). Непосредственный вклад в $TEWI$ вносит величина коэффициента преобразования μ ТНУ. Так, при использовании хладагента, требующего на 3 % больше электроэнергии на привод оборудования ТНУ или ХМ, показатель $TEWI$ будет почти в 3 раза выше, чем при непосредственной эмиссии хладагента в атмосферу.

Целесообразность использования показателя $TEWI$ сейчас многими подвергается критике. Возражение вызывает тот факт, что при оценке перспективности замены хладагента исходят только из значения энергетической эффективности непосредственно самой ХМ. Между тем, правильнее учитывать затраты энергии на единицу произведенной охлажденной или замороженной продукции в течение определенного времени ее эксплуатации.

Единственным в настоящее время обоснованным и проработанным методом анализа эффективности хладагентов, является метод, предложенный А.В. Быковым, основанный на вычислении термодинамических комплексов [3]. Однако область его применения ограничивается проектным анализом ХМ. Для прогнозирования

эффективности действующих ХМ и ТНУ при замене рабочего вещества, необходимо создание термодинамической модели заданного контура циркуляции хладагента.

Целью настоящей работы является разработка методики выбора сервисных хладагентов для замены в действующих холодильных и теплонасосных системах, расчетное исследование энергетической эффективности в широком диапазоне режимных параметров и видов рабочих тел, определение предельно достижимых температурных границ термодинамического цикла при замене хладагента.

В качестве альтернативы запрещенным к производству хладагентам Монреальским протоколом рассматриваются следующие типы химических соединений веществ: гидрохлорфторуглероды (HCFC) с низкой озоноразрушающей способностью (на уровне 0,05), в состав которых входит водород. Их можно использовать до 2040 г. и только в тех областях, где отсутствуют экологически более приемлемые альтернативные рабочие вещества; гидрофторуглероды (HFC); природные хладагенты, такие как аммиак, диоксид углерода, вода, углеводороды.

Большинство разработанных переходных и перспективных синтетических хладагентов представляют собой бинарные и тройные смеси известных фреонов. Они основаны, преимущественно, на хладагентах R125, R134a, R32, R143a, R218. Почти все хладагенты не разрушающие слой озона, по крайней мере, слегка воспламенимы, либо токсичны, либо оказывают общее тепляющее воздействие на климат. В связи с этим, для удовлетворения экологических требований, неизбежен некий компромисс между такими показателями, как показатель разрушения озона *ODP*; потенциал глобального потепления *GWP*; воспламеняемость; токсичность.

В настоящее время существует два стратегических подхода к замене хладагентов. Согласно первому подходу, в сложившейся ситуации следует разрабатывать новые синтетические соединения, которые по прогнозам будут менее опасны для экологии, по сравнению с заменяемыми. Согласно второму, – следует ориентироваться на использование в холодильных машинах и ТНУ природных хладагентов, влияние которых на экологию давно известно и вполне предсказуемо.

Перспективность применения нового рабочего вещества с точки зрения улучшения энергетических характеристик ТНУ, определяется достижимым уровнем коэффициента преобразования μ в заданных температурных границах цикла.

В результате обобщения экспериментальных данных О.Ш. Везиришвили [4] впервые получил полуэмпирическое уравнение для действительного коэффициента преобразования ТНУ в диапазоне изменения температур испарения $T_{и}$ от -5 до 15 °С и конденсации $T_{к}$ от 50 до 95 °С в виде

$$\mu = 2,48 \left[\frac{r_k}{c'_p (T_k - T_{и})} \right]^{0,42}, \quad (2)$$

где r_k – теплота парообразования при давлении конденсации; c'_p – теплоемкость жидкости; $r_k/[c'_p (T_k - T_{и})]$ – критерий Клаузиуса.

Данная формула наглядно иллюстрирует влияние свойств рабочего вещества на основной показатель работы ТНУ в достаточно явном виде. Из формулы следует, что при прочих равных условиях предпочтительными являются вещества с высокой теплотой парообразования и низкой теплоемкостью.

От формы пограничных кривых зависит значение теплоты парообразования r хладагента, которое как видно из уравнения (2), должно быть как можно большим для

достижения высокой энергетической эффективности. Между тем, высокое значение r для хладагента еще не гарантирует высоких значений коэффициента преобразования. При выборе хладагента важно оценивать отношение теплоемкости в жидкой фазе к теплоте парообразования. Преимущества имеют хладагенты, для которых это отношение небольшое.

Высокая плотность насыщенного пара ρ'' и высокая удельная объемная теплопроизводительность q_v , обуславливают малую требуемую объемную подачу и размеры компрессора.

И.И. Левин [5], сопоставляя значения $(P_k - P_0)$ и q_v , получил важную закономерность. В условиях заданных температурных границ термодинамического цикла отношение этих величин для различных рабочих веществ постоянно.

$$\frac{q_v}{(P_k - P_0)} = \text{const}, \quad (3)$$

где P_k и P_0 – давления конденсации и испарения хладагента, кПа; q_v – удельная объемная теплопроизводительность, кДж/м³.

На основании данной зависимости и, пренебрегая влиянием коэффициента подачи компрессора λ , можно считать, что в одинаковых температурных границах цикла размеры компрессора пропорциональны q_v . Таким образом, разделив значение объемной теплопроизводительности для одного хладагента q_v на ее же значение для другого q_v^* можно определить относительные размеры компрессора для альтернативного хладагента.

В табл. 1 показано сопоставление термодинамических характеристик хладагентов и их влияние на относительные размеры компрессора ТНУ. Поскольку наивысшим значением q_v обладает хладагент R744 (углекислота), то за единицу принят относительный размер углекислотного компрессора. Расчеты проведены при $T_{и} = 5$ °С; $T_{к} = 40$ °С; величине перегрева $\Delta T_{пер} = 10$ °С. Для R744 рассчитывался сверхкритический цикл при температуре на выходе из газоохладителя 40 °С.

Таблица 1
Термодинамические характеристики хладагентов в цикле

Хладагент	P_0 , МПа	P_k , МПа	$P_k - P_0$, МПа	q_v , кДж/м ³	Относительные размеры компрессоров (R744 = 1)
R744	3,949	10,000	6,051	18643,19	1,00
R22	0,574	1,5514	1,004	4591,83	4,04
R134a	0,343	1,0306	0,687	2967,84	6,28
R407C	0,530	1,5388	1,008	4326,92	4,30
R404A	0,695	1,8390	1,144	4780,87	3,89

В табл. 2 приведены результаты расчета цикла ТНУ для некоторых хладагентов, которые выступают в качестве заменителей R22. Температурные границы цикла: $T_{и} = 0$ °С; $T_{к} = 47$ °С; перегрев $\Delta T_{пер} = 5$ °С; переохлаждение $\Delta T_{по} = 2$ °С. Теоретическая объемная подача компрессора $V_T = 10$ м³/ч.

Определены следующие характеристики ТНУ: Q_0 – холодопроизводительность, Q_k – теплопроизводительность, $N_{км}$ – мощность привода компрессора, $G_{хл}$ – массовый

расход хладагента, η_i – изоэнтропный КПД компрессора, λ – коэффициент подачи компрессора, π – степень сжатия в цикле, T_2 – температура пара хладагента в конце сжатия, μ – коэффициент преобразования.

Для расчета теплофизических свойств хладагентов использовалась сертифицированная база данных REFPROP 8.0. Расчет циклов ТНУ проводился по методике [6].

Таблица 2

Режимные параметры ТНУ для различных хладагентов

Величина	R22	R134a	R404A	R407C	R410A	R290
Q_0 , кВт	7,267	4,512	6,959	6,595	10,32	6,108
Q_k , кВт	9,428	5,869	9,391	8,66	13,72	7,978
$N_{км}$, кВт	2,341	1,459	2,578	2,234	3,628	2,011
$G_{хл}$, кг/с	0,047	0,032	0,068	0,042	0,068	0,023
η_i	0,766	0,741	0,770	0,749	0,769	0,780
λ	0,66	0,62	0,726	0,712	0,731	0,67
T_2 , °C	92,2	70,6	67,4	77,4	81,1	64,1
π	3,746	4,301	3,649	4,125	3,677	3,433
μ	4,123	4,116	3,731	3,971	3,872	3,061

Анализ приведенных выше результатов показал, что ни одно из синтезированных веществ не обладает полным комплексом свойств присущих R22.

В условиях изотермического подвода и отвода теплоты в цикле при $T_{и} = 0$ °C и $T_{к} = 47$ °C, значение μ для R407C на 32 % меньше, а Q_k на 9 % ниже, чем для R22. Более высокую (на 30 %) теплопроизводительность по сравнению с R22 имеет R410A, однако для него характерно повышенное, в среднем на 40%, давление. Поэтому простая замена R22 на R410A в действующих установках на наш взгляд является нецелесообразной.

Ниже на рис. 1 и 2 представлен анализ характеристик ХМ в относительных величинах. Приведенные зависимости достаточно наглядно показывают отклонение параметров цикла для альтернативного хладагента в сравнении с R22. Сопоставление производилось для конкретного холодильного контура. Теоретическая объемная подача компрессора в расчетном режиме с R22 составляла 22 м³/ч. Задавались давления конденсации и испарения, которые соответствовали режиму работы ХМ с R22. Кроме того, были заданы температуры хладоносителя на входе в испаритель (8 °C) и теплоносителя на входе в конденсатор (15 °C), мощность привода компрессора, температуры на всасывании и нагнетании, температуры переохлаждения и перегрева при работе с R22. С использованием методики расчета статических характеристик ХМ и ТНУ [7] были определены параметры гидравлического контура установки с альтернативным хладагентом для указанного режима эксплуатации.

На рис. 1 показано относительное изменение холодильного коэффициента $\varepsilon/\varepsilon^{R22}$ и холодопроизводительности ХМ Q_0/Q_0^{R22} , а также температурных напоров в испарителе $\Delta T_{и}/\Delta T_{и}^{R22}$ и в конденсаторе $\Delta T_{к}/\Delta T_{к}^{R22}$ при замене хладагента R22 на альтернативные рабочие вещества R134a, R290, R404A, R407C, R507A.

На рис. 2 приведено отношение температур конденсации $T_{к}/T_{к}^{R22}$ и испарения $T_{и}/T_{и}^{R22}$, а также температур переохлаждения $T_{по}/T_{по}^{R22}$ и перегрева $T_{пер}/T_{пер}^{R22}$ в цикле.

Как можно видеть из рисунков для рассмотренного холодильного контура, наиболее близким по режимным характеристикам к R22 является хладагент R290.

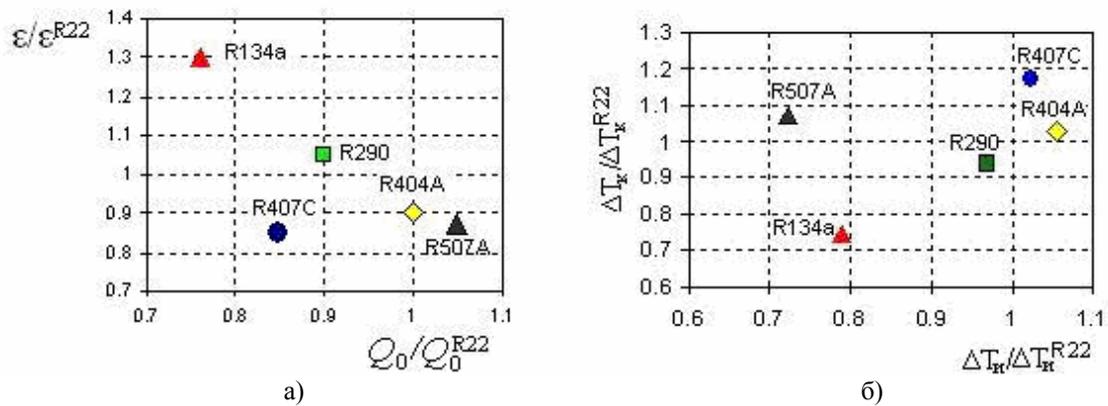


Рис. 1. Сопоставление характеристик ХМ на альтернативных хладагентах по отношению к R22:
 а – $\varepsilon/\varepsilon^{R22} = f(Q_0/Q_0^{R22})$; б – $\Delta T_k/\Delta T_k^{R22} = f(\Delta T_n/\Delta T_n^{R22})$

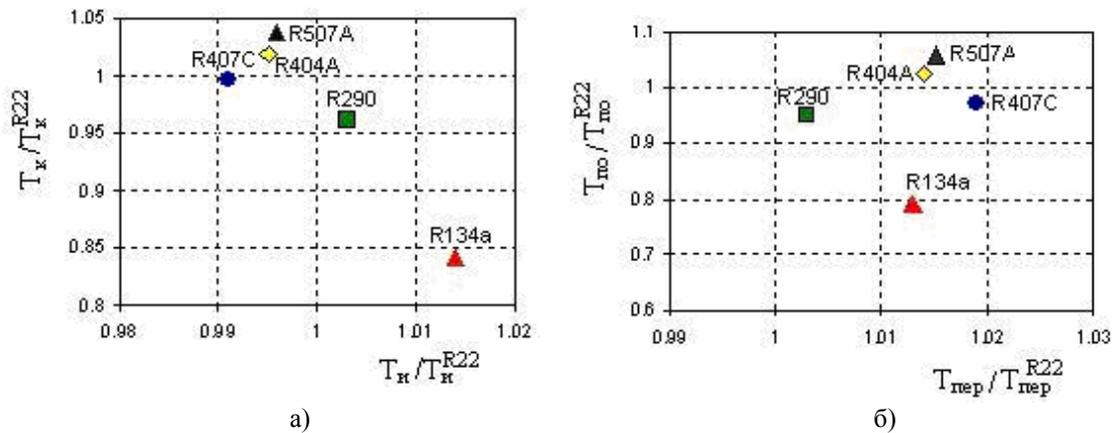


Рис. 2. Относительное изменение температур испарения, конденсации, перегрева и переохлаждения в контуре ХМ для альтернативных хладагентов по сравнению с R22:
 а – $T_k/T_k^{R22} = f(T_n/T_n^{R22})$; б – $T_{по}/T_{по}^{R22} = f(T_{пер}/T_{пер}^{R22})$

Предложенная методика позволяет проводить оценку показателей энергетической эффективности, определять предельно достижимые границы термодинамического цикла действующих ХМ и ТНУ при замене хладагента.

Список литературы: 1. Дубро, І.В. Багатокритеріальне моделювання та оцінка альтернатив при переведенні холодильного обладнання на сучасні холодильні агенти [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.14 / І.В. Дубро; ОДАХ. – Одеса, 2005. – 20 с. 2. Железний, В.П. Перспективи і проблеми применения углеводородов в качестве хладагентов [Текст] / В.П. Железний, О.Я. Хлиева, Н.П. Быковец // Холодильная техника. – 2002. – № 8. – С. 5-9. 3. Быков, А.В. Холодильные машины и тепловые насосы [Текст] / А.В. Быков, И.М. Калнинь, А.С. Крузе. – М.: Агропромиздат. – 1988. – 287 с. 4. Везиришвили, О.Ш. Энергетические характеристики парокомпрессионных теплонасосных установок [Текст] / О.Ш. Везиришвили // Изв. вузов. Энергетика. – 1989. – № 3. – С. 92-95. 5. Розенфельд, Л.М. Холодильные машины и аппараты [Текст] / Л.М. Розенфельд, А.Г. Ткачев. – М.: Госторгиздат, 1955. – 584 с. 6. Морозюк, Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов [Текст] / Т.В. Морозюк. – Одесса: Неогоциант. – 2006. – 721 с. 7. Харлампида, Д.Х. Особенности расчета реверсивных кондиционеров – тепловых насосов [Текст] / Д.Х. Харлампида // Науковий вісник будівництва. – Харків: ХДТУБА, ХОТВ АБУ. – 2002. – Вип. 17. – С. 167–175.

© Харлампида Д.Х., Братута Э.Г., Шерстюк А.В., Крупова Е.Г., 2012
 Поступила в редколлегию 27.02.12

УДК 539.3

К.В. АВРАМОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.В. БОРИСЮК, аспірант НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ НА ОБЛАСТИ ДИНАМИЧЕСКОЙ НЕУСТОЙЧИВОСТИ РОТОРОВ

Получена математическая модель колебаний несимметричного однодискового ротора на нелинейных подшипниках скольжения. Для моделирования масляного пласта используется аналитическое решение уравнения Рейнольдса для коротких подшипников. Исследовано влияние параметров ротора и подшипника скольжения на стойкость движения. Получены зависимости угловой скорости, при которой возникает бифуркация Хопфа, от основных параметров подшипника и ротора.

Отримано математичну модель коливань несиметричного однодискового ротору на нелінійних підшипниках ковзання. Для моделювання масляного шару використовується аналітичний розв'язок рівняння Рейнольдса для коротких підшипників. Досліджено вплив параметрів ротора та підшипника ковзання на стійкість руху. Одержані залежності кутової швидкості, при якій виникає біфуркація Хопфа, від основних параметрів підшипника та ротора.

The model of nonlinear vibrations of one disk rotor supported by two journal bearing is obtained. The fluid film in journal bearing is described by the Reynolds' equation. The influence of the parameters of rotor and bearing on the stability of motion is studied. The dependences of angular velocity, at which the Hopf bifurcation occurs, of the main parameters of the bearing and rotor is obtained.

Введение.

Радиальные подшипники скольжения широко применяются в турбогенераторах, двигателях внутреннего сгорания, в роторах стационарных газотурбинных установок. В процессе эксплуатации в подшипниках возникают усилия, которые приводят к возникновению автоколебаний роторов. Методы расчета, основные функции и допустимые рабочие параметры подшипников скольжения описаны в ГОСТ ISO 7902–1–2001 – 7902–3–2001. Однако в этих документах нет четких рекомендаций к выбору оптимальных рабочих параметров подшипника. В монографии [1] представлены теоретические основы расчетов подшипников скольжения. Олимпиев [2] получил аналитические выражения для распределения давлений масляной пленки в коротких подшипниках скольжения. В монографии [3] рассматривается устойчивость цапфы в подшипнике скольжения. В работе [4] исследуется влияние различных граничных условий на функцию распределения давления в радиальном бесконечно длинном подшипнике скольжения. В [5] исследовалось распределение давления в подшипнике с учетом деформации рабочей поверхности.

В данной работе выводятся уравнения колебаний однодискового несимметричного ротора в подшипниках скольжения. Силы масляного слоя, действующие на цапфы роторов, определяются из аналитического решения уравнения Рейнольдса для коротких подшипников. Для исследования влияния параметров подшипника и ротора на устойчивость движения рассматривается линеаризованная модель и численно определяются характеристические показатели.

Методы расчета, основные функции и допустимые рабочие параметры подшипников скольжения представлены в ГОСТ ISO 7902–1–2001 – 7902–3–2001. Но в перечисленных нормативных документах нет четкого определения значений всех параметров подшипника. Целью данной работы является исследование влияния основных рабочих параметров подшипника скольжения и ротора на устойчивость

движения ротора. Полученные зависимости не являются тривиальными и не следуют из общей теории механических колебаний.

1 Постановка задачи и уравнения движения.

Ротор представим в виде упругого вала и жесткого диска, который крепится к валу. Концы вала устанавливаются в коротких подшипниках скольжения. Подшипник скольжения является коротким, если выполняется условие $L_b < R$, где L_b, R – длина и радиус подшипника. В процессе эксплуатации ротора, цапфы A и B совершают колебания. Перемещения цапф A и B в плоскостях, перпендикулярных оси ротора, описываются обобщенными координатами (x_1, y_1) и (x_2, y_2) . Схема расположения цапфы ротора в подшипнике скольжения представлена на рис. 1. В подшипнике возникают усилия масляного слоя, которые действуют на цапфы ротора. Проекции этих сил на оси (см. рис. 1) обозначим через $F_x(x_i, y_i), F_y(x_i, y_i), i=1, 2$. Движение точки крепления диска к валу опишем двумя обобщенными координатами (x, y) , а углы поворота диска относительно осей x, y обозначим через θ_1, θ_2 .

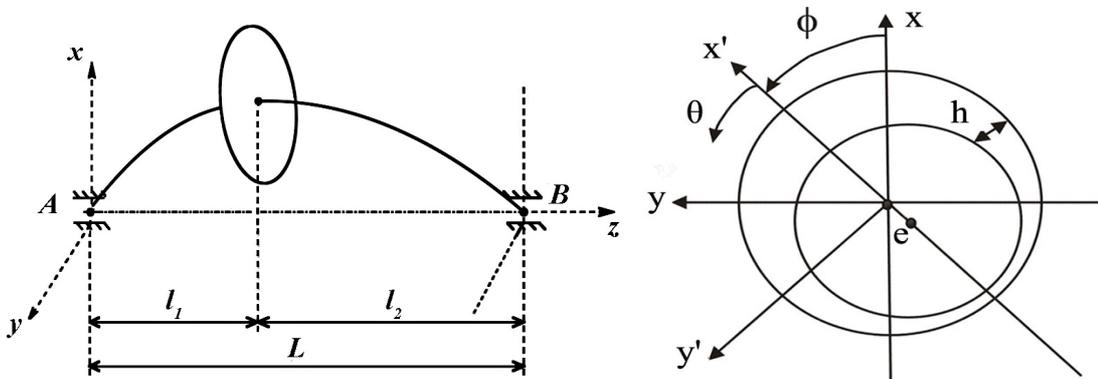


Рис. 1. Эскиз ротора и его цапфы ротора в подшипнике скольжения

Ротор вращается вокруг оси z со скоростью Ω (рис.1). Угловая скорость диска определяется так [6]:

$$\vec{\omega} = \omega_1 \vec{e}_1 + \omega_2 \vec{e}_2 + \omega_3 \vec{e}_3, \quad (1)$$

где

$$\omega_1 = \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 \cos \theta_3 + \dot{\theta}_2 \sin \theta_3;$$

$$\omega_2 = \dot{\theta}_2 \cos \theta_3 - \dot{\theta}_1 \cos \theta_2 \sin \theta_3;$$

$$\omega_3 = \dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_1 \sin \theta_2.$$

Из последнего уравнения выведем следующее соотношение: $\Omega = \dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_1 \sin \theta_2$. Кинетическую энергию диска представим так:

$$T = \frac{I_e}{2} (\dot{\theta}_2^2 + \dot{\theta}_1^2 \cos^2 \theta_2) + \frac{I_p}{2} (\dot{\theta}_3 + \dot{\theta}_1 \sin \theta_2)^2 + \frac{m}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2), \quad (2)$$

где m – масса диска; I_e, I_p – экваториальный и полярный моменты инерции диска.

Потенциальную энергию ротора представим так:

$$\begin{aligned} \Pi = & \frac{1}{2}c_{11}\left[(x-\zeta_1x_2-\zeta_2x_1)^2+(y-\zeta_2y_1-\zeta_1y_2)^2\right]+ \\ & + \frac{1}{2}c_{22}\left[\left(\theta_2-\frac{x_2-x_1}{l}\right)^2+\left(\theta_1+\frac{y_2-y_1}{l}\right)^2\right]+ \\ & + c_{12}\left[(x-\zeta_1x_2-\zeta_2x_1)\left(\theta_2-\frac{x_2-x_1}{l}\right)-(y-\zeta_2y_1-\zeta_1y_2)\left(\theta_1+\frac{y_2-y_1}{l}\right)\right], \end{aligned} \quad (3)$$

где c_{11}, c_{12}, c_{22} – элементы матрицы жесткости стержня; $\zeta_1 = \frac{l_1}{l}, \zeta_2 = \frac{l_2}{l}$; параметры l_1, l_2 показаны на рис. 1.

Массами цапф ротора пренебрежем. Составим уравнения Лагранжа, описывающие движение системы. Эти уравнения состоят из четырех дифференциальных уравнений, описывающих движение ротора, и четырех алгебраических уравнений, описывающих квазистатическое равновесие цапф. Эти уравнения представим в следующем виде:

$$\left\{ \begin{aligned} m\ddot{x} + c_{11}(x - \zeta_1x_2 - \zeta_2x_1) + c_{12}\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) &= -mg; \\ m\ddot{y} + c_{11}(y - \zeta_1y_2 - \zeta_2y_1) + c_{12}\left(\theta_1 - \frac{y_2 - y_1}{l}\right) &= 0; \\ I_e\ddot{\theta}_1 \cos^2 \theta_2 - I_e\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin 2\theta_2 + I_p\ddot{\theta}_3 \sin \theta_2 + I_p\Omega\dot{\theta}_2 \cos \theta_2 - \frac{I_p}{2}\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin 2\theta_2 + \\ + I_p\ddot{\theta}_1 \sin^2 \theta_2 + I_p\dot{\theta}_1\dot{\theta}_2 \sin 2\theta_2 + c_{22}\left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right) - c_{12}(y - \zeta_2y_1 - \zeta_1y_2) &= 0; \\ I_e\ddot{\theta}_2 + \frac{I_e}{2}\dot{\theta}_1^2 \sin(2\theta_2) - I_p\Omega\dot{\theta}_1 \cos \theta_2 + c_{22}\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) + c_{12}(x - \zeta_1x_2 - \zeta_2x_1) &= 0; \\ \left(\frac{c_{12}}{l} - \zeta_2c_{11}\right)(x - \zeta_1x_2 - \zeta_2x_1) + \left(\frac{c_{22}}{l} - \zeta_2c_{12}\right)\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) &= F_x(x_1, y_1); \\ \left(\frac{c_{12}}{l} - \zeta_2c_{11}\right)(y - \zeta_1y_2 - \zeta_2y_1) + \left(\zeta_2c_{12} - \frac{c_{22}}{l}\right)\left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right) &= F_y(x_1, y_1); \\ \left(\zeta_1c_{11} + \frac{c_{12}}{l}\right)(x - \zeta_1x_2 - \zeta_2x_1) + \left(\frac{c_{22}}{l} + \zeta_1c_{12}\right)\left(\theta_2 - \frac{x_2 - x_1}{l}\right) &= -F_x(x_2, y_2); \\ \left(\frac{c_{22}}{l} + \zeta_1c_{12}\right)\left(\theta_1 + \frac{y_2 - y_1}{l}\right) - \left(\zeta_1c_{11} + \frac{c_{12}}{l}\right)(y - \zeta_2y_1 - \zeta_1y_2) &= F_y(x_2, y_2) \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Так как рассматривается горизонтальный ротор, то под действием силы тяжести он занимает состояние равновесия, которое определяется следующими величинами обобщенных координат: $(\bar{x}, \bar{y}, \bar{\theta}_1, \bar{\theta}_2, \bar{x}_1, \bar{y}_1, \bar{x}_2, \bar{y}_2)$. Координаты равновесия цапф определяются из следующей системы нелинейных алгебраических уравнений:

$$\begin{aligned} F_X(\bar{x}_1, \bar{y}_1) &= mg \frac{l_2}{l}; & F_X(\bar{x}_2, \bar{y}_2) &= mg \frac{l_1}{l}; \\ F_Y(\bar{x}_1, \bar{y}_1) &= 0; & F_Y(\bar{x}_2, \bar{y}_2) &= 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Координаты равновесия диска определяются так:

$$\begin{aligned} \bar{x} &= \zeta_1 \bar{x}_2 + \zeta_2 \bar{x}_1 - \frac{mgc_{22}}{c_{11}c_{22} - c_{12}^2}; & \bar{y} &= \zeta_2 \bar{y}_1 + \zeta_1 \bar{y}_2; \\ \bar{\theta}_1 &= \frac{\bar{y}_1 - \bar{y}_2}{l}; & \bar{\theta}_2 &= \frac{\bar{x}_2 - \bar{x}_1}{l} + \frac{mgc_{12}}{c_{11}c_{22} - c_{12}^2}. \end{aligned} \quad (6)$$

Рассмотрим движения относительно найденного состояния равновесия. Для этого введем следующую замену переменных:

$$\begin{aligned} &(x, y, \theta_1, \theta_2, x_1, y_1, x_2, y_2) \rightarrow \\ &\rightarrow (\bar{x} + x, \bar{y} + y, \bar{\theta}_1 + \theta_1, \bar{\theta}_2 + \theta_2, \bar{x}_1 + x_1, \bar{y}_1 + y_1, \bar{x}_2 + x_2, \bar{y}_2 + y_2). \end{aligned} \quad (7)$$

Окончательно, движение диска описываются следующей системой уравнений:

$$m \ddot{x} = R_X^{(1)}; \quad I_e \ddot{\theta}_2 - I_p \Omega \dot{\theta}_1 + R_X^{(2)} = 0; \quad m \ddot{y} = R_Y^{(1)}; \quad I_e \ddot{\theta}_1 + I_p \Omega \dot{\theta}_2 - R_Y^{(2)} = 0, \quad (8)$$

где

$$\begin{aligned} R_X^{(1)} &= \tilde{F}_X(x_2, y_2) + \tilde{F}_X(x_1, y_1); & R_X^{(2)} &= -l_2 \tilde{F}_X(x_2, y_2) + l_1 \tilde{F}_X(x_1, y_1); \\ R_Y^{(1)} &= \tilde{F}_Y(x_1, y_1) + \tilde{F}_Y(x_2, y_2); & R_Y^{(2)} &= l_1 \tilde{F}_Y(x_1, y_1) - l_2 \tilde{F}_Y(x_2, y_2). \end{aligned}$$

2 Интегральные силовые факторы масляного слоя.

Проекции сил, действующих со стороны масляного слоя на цапфы ротора, представим так:

$$F_X = \int_0^{L_B} \int_0^\pi \cos(\theta + \phi) p(z_1, \theta) R d\theta dz_1; \quad F_Y = - \int_0^{L_B} \int_0^\pi \sin(\theta + \phi) p(z_1, \theta) R d\theta dz_1, \quad (9)$$

где $p(z_1, \theta)$ – распределение давления в подшипнике скольжения; z_1 – продольная координата подшипника; θ – угловая координата подшипника.

Давление в подшипнике скольжения описывается уравнением Рейнольдса, которое для случая короткого подшипника принимает вид [1]:

$$\frac{\partial}{\partial z_1} \left(\frac{h^3}{6\mu} \frac{\partial p}{\partial z_1} \right) = \Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 2 \frac{\partial h}{\partial t}, \quad (10)$$

где μ – кинематическая вязкость смазочного материала.

Величина h (рис. 1) определяется так:

$$h = c + e \cos \theta = c - x \cos(\theta) - y \sin(\theta), \quad (11)$$

где c – величина зазора между цапфой ротора и рабочей поверхностью подшипника; (x, y) – координаты центра цапфы. Предполагается, что масляный слой занимает область $\theta \in [0; \pi]$ [2–4]. Граничные условия для уравнения Рейнольдса (10) имеют вид: $p(0, \theta) = p(L_b, \theta) = 0$. Тогда давление, действующее со стороны масляного слоя на цапфу ротора, определяется так:

$$p(z_1, \theta) = \frac{3\mu}{h^3} \left(\Omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 2 \frac{\partial h}{\partial t} \right) (z_1 - L_B) z_1. \quad (12)$$

Введем следующие безразмерные параметры:

$$\tilde{x}_j = \frac{x_j}{c}; \quad \tilde{y}_j = \frac{y_j}{c}; \quad H = \frac{h}{c}; \quad \tau = \Omega t. \quad (13)$$

Тогда, с учетом (13), проекции сил (9) можно записать так:

$$\begin{cases} F_X = \frac{L_B^3 \mu R \Omega}{2c^2} \int_0^\pi H^{-3} \cos(\theta + \phi) \{ \tilde{x}_1 \sin(\theta + \phi) - \tilde{y}_1 \cos(\theta + \phi) - \\ \quad - 2\tilde{x}'_1 \cos(\theta + \phi) - 2\tilde{y}'_1 \sin(\theta + \phi) \} d\theta; \\ F_Y = \frac{L_B^3 \mu R \Omega}{2c^2} \int_0^\pi H^{-3} \sin(\theta + \phi) \{ \tilde{x}_1 \sin(\theta + \phi) - \tilde{y}_1 \cos(\theta + \phi) - \\ \quad - 2\tilde{x}'_1 \cos(\theta + \phi) - 2\tilde{y}'_1 \sin(\theta + \phi) \} d\theta, \end{cases} \quad (14)$$

где $H = 1 - \tilde{x}_1 \cos(\theta + \phi) - \tilde{y}_1 \sin(\theta + \phi)$.

Когда ротор находится в состоянии равновесия, решение (12) принимает следующее значение: $p = \frac{-3\mu e \Omega \sin \theta}{(c + e \cos \theta)^3} z_1 (z_1 - L_b)$. Уравнения равновесия цапфы запишем так:

$$F_{X'} = G \cos \phi_e; \quad F_{Y'} = -G \sin \phi_e, \quad (15)$$

где $F_{X'}$, $F_{Y'}$ – проекции сил в направлении осей x' , y' (рис. 1); ϕ_e – угол линии центра для равновесного состояния; G – значение вертикальной силы в подшипнике.

Для цапф A и B сила G принимает следующий вид: $G_A = mg \frac{l_2}{l}$, $G_B = mg \frac{l_1}{l}$.

Тогда проекции сил (13) представим так:

$$F_{X'} = \frac{L_B^3 \mu \Omega R \varepsilon^2}{c^2 (1 - \varepsilon^2)^2}; \quad F_{Y'} = -\frac{\pi L_B^3 \mu \Omega R \varepsilon}{4c^2 (1 - \varepsilon^2)^{3/2}}. \quad (16)$$

Из выражений (15) и (16) получим нелинейное алгебраическое уравнение для определения величины эксцентриситета ε : $G = \frac{L_B^3 \mu \Omega R \varepsilon}{4c^2(1-\varepsilon^2)^2} \sqrt{16\varepsilon^2 + \pi^2(1-\varepsilon^2)}$. Тогда координаты равновесия цапфы A запишем так:

$$\tilde{x}_{1,0} = \frac{\bar{x}_1}{c} = -\varepsilon_1 \cos \phi_{e1}; \quad \tilde{y}_{1,0} = \frac{\bar{y}_1}{c} = -\varepsilon_1 \sin \phi_{e1}; \quad \text{tg} \phi_{e1} = \frac{\pi \sqrt{1-\varepsilon_1^2}}{4\varepsilon_1}. \quad (17)$$

Индекс 1 у величин ε и ϕ_e обозначает, что эти параметры описывают равновесие цапфы A . Рассмотрим динамику ротора относительно найденного положения равновесия, используя замену переменных: $\tilde{x}_i \rightarrow \tilde{x}_i + \tilde{x}_{i,0}; \tilde{y}_i \rightarrow \tilde{y}_i + \tilde{y}_{i,0}; i=1,2$. Тогда проекции сил представим в виде степенного ряда относительно обобщенных перемещений $(\tilde{x}_1, \tilde{x}_2, \tilde{y}_1, \tilde{y}_2)$ и скоростей $(\tilde{x}'_1, \tilde{x}'_2, \tilde{y}'_1, \tilde{y}'_2)$ цапф:

$$\begin{aligned} F_X &= F_{X,0} + F_{X,1}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + F_{X,2}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + \dots; \\ F_Y &= F_{Y,0} + F_{Y,1}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + F_{Y,2}(\tilde{x}_1, \tilde{y}_1, \tilde{x}'_1, \tilde{y}'_1) + \dots, \end{aligned} \quad (18)$$

где $F_{X,0}, F_{Y,0}$ – постоянные составляющие силы; $F_{X,1}, F_{Y,1}$ – линейные относительно обобщенных координат и скоростей проекции сил; $F_{X,2}, F_{Y,2}$ – нелинейные составляющие сил.

3 Уравнения линейных колебаний ротора.

Линеаризуем уравнения колебаний ротора (8). Тогда эти уравнения примут следующий вид:

$$[M] \ddot{q}(t) + [G] \dot{q}(t) = [K] q_1(\tau) + [D] q_1'(\tau), \quad (19)$$

где $q = (x, \theta_1, y, \theta_2)^T$; $q_1 = (x_1, y_1, x_2, y_2)^T$; $q_1' = \frac{d}{d\tau} (x_1, y_1, x_2, y_2)$;

$$[M] = \text{diag}(m, I_e, m, I_e);$$

$$[G] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_p \cdot \Omega \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_p \cdot \Omega & 0 & 0 \end{bmatrix}.$$

Коэффициенты матриц $[K]$ и $[D]$ находятся из выражений для проекций сил масляного слоя (18) и уравнения движения (8). Подчеркнем, что в уравнении (19) присутствуют как обобщенные координаты диска ротора q , так и обобщенные координаты цапф ротора q_1 . Алгебраические уравнения, входящие в систему (4), описывают зависимость между этими координатами. В матричной форме эта зависимость принимает вид:

$$[R]q = [\tilde{D}]q_1, \quad (20)$$

где

$$[\tilde{D}] = \begin{bmatrix} \gamma \bar{K}_{11}^{(x)} - cr_{11} & \gamma \bar{K}_{12}^{(x)} & -cr_{12} & 0 \\ \gamma \bar{K}_{11}^{(y)} & \gamma \bar{K}_{12}^{(y)} - cr_{11} & 0 & -cr_{12} \\ cr_{12} & 0 & cr_{32} - \gamma \bar{K}_{11}^{(x)} & -\gamma \bar{K}_{12}^{(x)} \\ 0 & -cr_{12} & \gamma \bar{K}_{11}^{(y)} & \gamma \bar{K}_{12}^{(y)} - cr_{32} \end{bmatrix};$$

$$[R] = \begin{bmatrix} l^{-1}c_{12} - \zeta_2 c_{11} & 0 & 0 & l^{-1}c_{22} - \zeta_2 c_{12} \\ 0 & c_{12}\zeta_2 - c_{22}l^{-1} & l^{-1}c_{12} - \zeta_2 c_{11} & 0 \\ c_{11}\zeta_1 + c_{12}l^{-1} & 0 & 0 & l^{-1}c_{22} + c_{12}\zeta_1 \\ 0 & l^{-1}c_{22} + c_{12}\zeta_1 & -c_{11}\zeta_1 - c_{12}l^{-1} & 0 \end{bmatrix};$$

$$r_{11} = -2\zeta_2 c_{12}l^{-1} + \zeta_2^2 c_{11} + c_{22}l^{-2}; \quad r_{12} = (\zeta_2 - \zeta_1)c_{12}l^{-1} + \zeta_1 \zeta_2 c_{11} - c_{22}l^{-2};$$

$$r_{32} = \zeta_1^2 c_{11} + 2\zeta_1 c_{12}l^{-1} + c_{22}l^{-2};$$

$$\gamma \bar{K}_{11}^{(x)} = \frac{\partial \tilde{F}_x}{\partial \tilde{x}_1} = \frac{\partial \tilde{F}_x}{\partial \tilde{x}_2}; \quad \gamma \bar{K}_{12}^{(x)} = \frac{\partial \tilde{F}_x}{\partial \tilde{y}_1} = \frac{\partial \tilde{F}_x}{\partial \tilde{y}_2};$$

$$\gamma \bar{K}_{11}^{(y)} = \frac{\partial \tilde{F}_y}{\partial \tilde{y}_1} = \frac{\partial \tilde{F}_y}{\partial \tilde{y}_2}; \quad \gamma \bar{K}_{12}^{(y)} = \frac{\partial \tilde{F}_y}{\partial \tilde{y}_1} = \frac{\partial \tilde{F}_y}{\partial \tilde{y}_2}.$$

Тогда систему (19) представим в следующем виде

$$[M]\ddot{q}(t) + [G]\dot{q}(t) = [K_1]\dot{q}(t) + \Omega^{-1}[D_1]\dot{q}(t), \quad (21)$$

где

$$[K_1] = [K][\tilde{D}]^{-1}[R]; \quad [D_1] = [D][\tilde{D}]^{-1}[R].$$

Для оценки устойчивости вращения ротора с постоянной угловой скоростью Ω определяются характеристические показатели λ . Они находятся из следующего нелинейного алгебраического уравнения относительно λ :

$$Det\{[M]\lambda^2 + [G]\lambda - [D_1]\lambda\Omega^{-1} - [K_1]\} = 0.$$

4 Численный анализ системы.

Рассмотрим динамику ротора со следующими параметрами [6]:

$$R = 0,057 \text{ м}; \quad \mu = 18 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}; \quad L_b = 28,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}; \quad c = 0,2 \cdot 10^3 \text{ м};$$

$$l_1 = 0,5 \text{ м}; \quad l_2 = 0,648 \text{ м}; \quad I_p = 28,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad I_e = 14,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \quad E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Па}.$$

Частота вращения ротора, при которой он теряет устойчивость равномерного вращения, составляет $\Omega = 1710$ рад/с.

В процесі чисельних експериментів встановлено, що на області динамічної неустойчивості ротора суттєве впливають довжина підшипника скольження і вязкість смазочного слоя. Аналізу підвергались кутові швидкості, при яких спостерігається бифуркація Хопфа [7]. Области динамічної неустойчивості системи на площині параметрів (L_b, Ω) і (μ, Ω) приводяться на рис. 2а, б, відповідно. Вище представленної лінії, рівномірне вращення ротора являється неустойчивим.

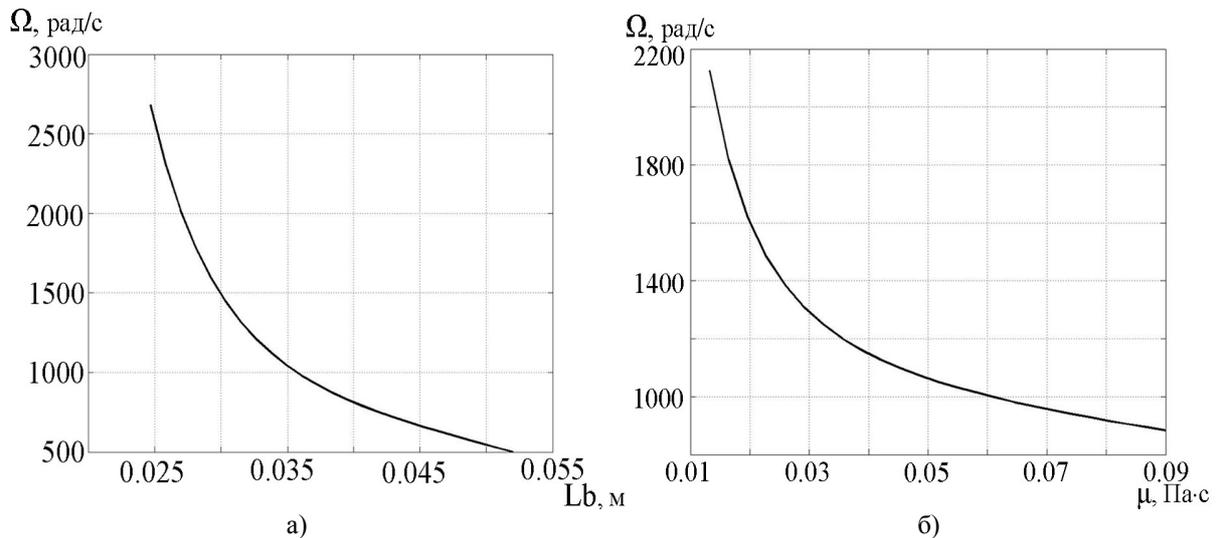


Рис. 2. Зависимость угловой скорости, при которой наблюдается потеря устойчивости ротора, от следующих параметров: а – от длины подшипника; б – от вязкости смазочного слоя

Исследуем влияние основных параметров ротора на устойчивость его равномерного движения. В ходе чисельных экспериментов обнаружено, что на области динамической неустойчивости ротора существенно влияют масса диска и длина вала. Радиус диска, радиус вала, величина зазора между цапфой и подшипником существенно не влияют на устойчивость равномерного вращения ротора.

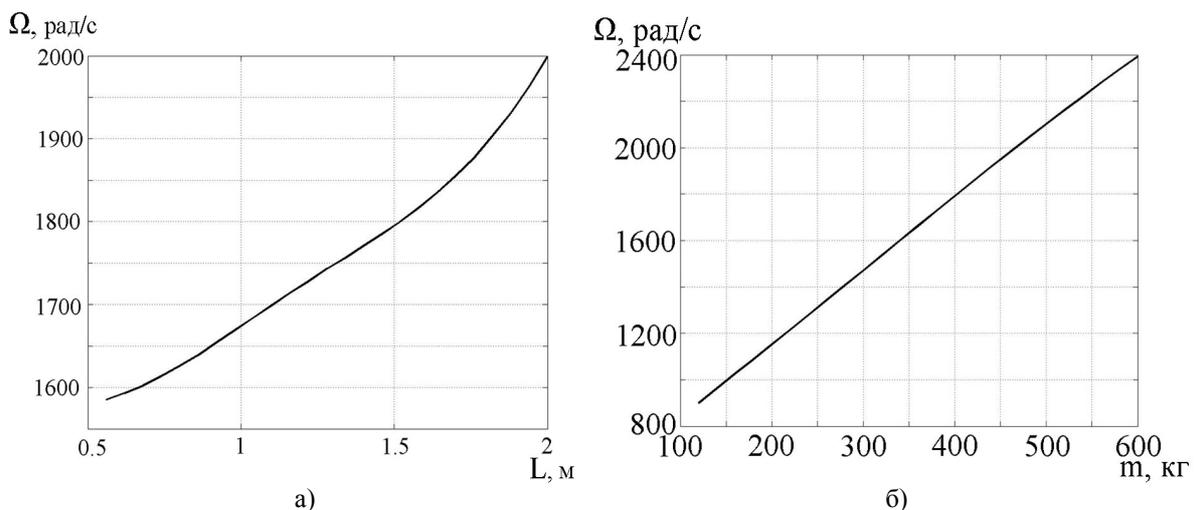


Рис. 3. Зависимость угловой скорости, при которой наблюдается потеря устойчивости ротора, от следующих параметров: а – от массы диска; б – от длины вала

На рис. 3а показана зависимость угловой скорости вращения ротора, при которой наблюдается бифуркация Хопфа, от массы диска, а на рис. 3б показана зависимость этой же угловой скорости от длины вала. Подчеркнем, что пропорции длины вала сохранялись: $\frac{l_1}{l} = 0,4386$; $\frac{l_2}{l} = 0,5614$.

Из приведенных графиков видно, что при увеличении массы, частоты, при которых ротор теряет свою устойчивость равномерного вращения, значительно увеличиваются. Эта зависимость носит линейный характер. Длина вала так же существенно влияет на устойчивость движения ротора. С увеличением длины вала увеличиваются и частоты, при которых теряется устойчивость равномерного вращения.

Выводы.

Исследовано влияние основных параметров подшипника и ротора на устойчивость равномерного вращения ротора. Для описания давления в подшипнике скольжения используется уравнение Рейнольдса. Для исследования устойчивости равномерного вращения ротора исходная нелинейная система линеаризуется и отыскиваются характеристические показатели системы. Выявлено, что на динамику ротора существенно влияют такие параметры, как длина подшипника, вязкость смазочного материала, масса диска и длина вала. Опубликованы графики зависимости угловой скорости вращения ротора, при которой возникает бифуркация Хопфа, от перечисленных параметров системы.

Список литературы: 1. *Коровчинский, М.В.* Теоретические основы работы подшипников скольжения [Текст] / М.В. Коровчинский – М.: МАШГИЗ, 1959. – 404 с. 2. *Олимпиаев, В.И.* О собственных частотах ротора на подшипниках скольжения [Текст] / В.И. Олимпиаев // Изд. АН СССР, ОТН. – 1960.– №3. – С. 24-29. 3. *Тондл, А.* Динамика роторов турбогенераторов [Текст] / А. Тондл. – Л.: Энергия, 1971. – 386 с. 4. *Темис, М.Ю.* Расчет статических и динамических коэффициентов подшипника скольжения с учетом деформативности его рабочих поверхностей [Текст] / М.Ю. Темис // Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого. – 2004. – № 4. – С. 25-32. 5. *Яхно, О.М.* Про граничні умови при інтегруванні рівнянь гідродинаміки для радіального підшипника ковзання [Текст] / О.М Яхно, А.К. Кобринець, І.М. Хоменко // Промислова гідроліка і пневматика. – 2007. – № 4. – С. 37-40. 6. *Аврамов, К.В.* Нелинейные нормальные формы автоколебаний однодискового несимметричного ротора в двух коротких подшипниках скольжения [Текст] / К.В. Аврамов // Проблемы прочности. – 2010. – № 4. – С. 130-144. 7. *Аврамов, К.В.* Нелинейная динамика упругих систем. т.1. Модели, методы, явления [Текст] / К.В. Аврамов, Ю.В. Михлин. – М.–Ижевск: «Регулярная и хаотическая динамика», Институт компьютерных исследований, 2010. – 704 с.

© Аврамов К.В., Борисюк А.В., 2012
Поступила в редколлегию 01.02.12

УДК 621.165

Г.А. ГАПОН, н.с. НТУ «ХПИ»

ВЛИЯНИЕ СЖИМАЕМОСТИ РАБОЧЕЙ СРЕДЫ НА ТЕЧЕНИЕ В КАНАЛАХ С ПЕРЕМЕННЫМ РАСХОДОМ

На базе законов динамики сплошной среды переменной массы рассматривается течение сжимаемой жидкости в каналах переменного сечения с переменным расходом, вызванным отводом части рабочего тела вдоль течения. Получены аналитические связи между изменениями газодинамических параметров течения и условиями отвода газа. Проведен анализ влияния числа Маха, профиля канала и условий отвода на распределение параметров вдоль течения. Показано влияние условий отвода рабочего тела на значения критических параметров.

На основі законів динаміки суцільного середовища змінної маси розглядається течія стисливої рідини в каналах зі змінним поперечним перерізом та змінною витратою, викликаною відведенням частини робочого тіла вздовж течії. Здобуті аналітичні зв'язки між змінами газодинамічних параметрів течії та умовами відведення газу. Проведено аналіз впливу числа Маха, профілю каналу та умов відводу на розподіл параметрів вздовж течії. Показаний вплив умов відведення робочого тіла на значення критичних параметрів.

On the base of dynamics laws of continuum of variable mass the compressible fluid stream in the channel with variable cross-section and variable flow volume is considered. The variable flow volume in the channel is caused by bleed-off the path of the working medium along the current. The analytic dependencies of the changes of gas-dynamic parameters on the withdrawal conditions are obtained. The analysis of impact of Mach number, the channel profile and withdrawal conditions on the parameters distribution along the flow is performed. The withdrawal conditions influence on critical parameters values is shown.

Широкое распространение в технике имеют течения с переменным расходом, связанные с отводом (подводом) рабочей среды вдоль потока. Они имеют место и в турбоагрегатах (в межвенцовом зазоре околоотборных ступеней, в камерах отборов на регенерацию или теплофикацию паровых турбин, во входных, переходных и выходных патрубках паровых и газовых турбин и др.). От организации разделения (смешения) потоков в узлах турбоагрегатов и другого оборудования, где оно имеет место, зависит эффективность их работы. Для ее повышения требуется знать закономерности влияния условий подвода (отвода) рабочего тела на параметры течения.

С целью выяснения общих закономерностей зависимости параметров течения в канале от условий присоединения (отсоединения) масс рабочего тела в статье рассматриваются осредненные по поперечному сечению параметры рабочей среды. В связи с тем, что отсоединение (присоединение) масс рабочего тела происходит непрерывно вдоль потока на некотором участке канала, на этом участке имеет место течение с переменным расходом вдоль пути и для его изучения целесообразно использовать законы динамики сплошной среды переменной массы. Данная тема рассматривалась автором в работах [1–3], где течение рабочей среды можно было считать несжимаемым.

В статье предлагается одномерная математическая модель течения сжимаемого газа в канале с переменной вдоль пути площадью сечения и переменным массовым расходом, вызванным отводом масс газа вдоль канала.

Ось канала обозначим через x (ось может быть и криволинейной) и направим вдоль потока. На участке канала длиной l от сечения 1 до сечения 2 происходит отвод рабочей среды.

Для математического описания указанного течения в канале воспользуемся системой уравнений динамики сплошной среды переменной массы [4], которая для идеальной баротропной жидкости при отсутствии массовых сил имеет вид:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho \mathbf{V}) = J; \quad (1)$$

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V}, \nabla) \mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad} p + \frac{J}{\rho} (\mathbf{V}_0 - \mathbf{V}); \quad (2)$$

$$\rho = f(p), \quad (3)$$

где ρ – плотность, p – давление, \mathbf{V} – вектор скорости потока, \mathbf{V}_0 – вектор скорости, с которой жидкость подводится (отводится), J – секундное изменение массы вещества в данной точке потока, отнесенное к единице его объёма.

При одномерной трактовке течения сжимаемой жидкости в канале с переменными площадью поперечного сечения $S(x)$ и массовым расходом $G(x)$ имеем

$$G(x) = \rho V_x \cdot S. \quad (4)$$

Вектор скорости потока направлен по касательной к оси x , его проекция на ось $V_x > 0$.

Из закона сохранения масс (1) вытекает

$$d(\rho V_x \cdot S) = J \cdot S dx. \quad (5)$$

Уравнение (2) в проекции на ось x имеет вид

$$V_x \cdot \frac{dV_x}{dx} = -\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} + \frac{J}{\rho} (V_{0x} - V_x). \quad (6)$$

Умножим уравнение (6) на dx и исключим из него давление p , воспользовавшись определением скорости звука $a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$, из которого следует $dp = a^2 d\rho$. Получим

$$V_x \cdot dV_x = -a^2 \frac{d\rho}{\rho} + \frac{J}{\rho} (V_{0x} - V_x) dx. \quad (7)$$

Исключим из уравнения (7) плотность ρ , для чего выразим $\frac{d\rho}{\rho}$ из уравнения (5)

$$\frac{d\rho}{\rho} = -\frac{dV_x}{V_x} - \frac{dS}{S} + \frac{J}{\rho V_x} dx \quad (8)$$

и подставим в (7). Получим

$$(V_x^2 - a^2) \cdot \frac{dV_x}{V_x} = a^2 \cdot \frac{dS}{S} + \frac{J}{\rho V_x} \cdot (V_x(V_{0x} - V_x) - a^2) \cdot dx. \quad (9)$$

Разность векторов $(\mathbf{V}_0 - \mathbf{V})$ есть вектор скорости отвода рабочей среды относительно скорости потока, поэтому обозначим ее через $V_{\text{отн}}$, ее проекцию на ось x – через $V_{\text{отн}x}$.

Разделим обе части уравнения (9) на a^2 и введем в рассмотрение число Маха $M = \frac{V_x}{a}$.

Тогда уравнение (9) примет вид

$$(M^2 - 1) \cdot \frac{dV_x}{V_x} = \frac{dS}{S} + \frac{J}{\rho V_x} \left(M \cdot \frac{V_{\text{отн}x}}{a} - 1 \right) dx. \quad (10)$$

При отсутствии отвода рабочего тела из канала ($J = 0$, $G = \text{const}$) формула (10) дает известный результат [4]:

$$(M^2 - 1) \frac{dV_x}{V_x} = \frac{dS}{S}. \quad (11)$$

Проаналізуємо рівняння (10) при наявності отводу робочого тіла з каналу. Перше слагаєме правої частини (10) визначається геометрією каналу, друге слагаєме враховує умови, при яких рідина відводиться. З метою спрощення подальших записів введемо позначення для другого слагаємого правої частини рівняння (10):

$$\frac{J}{\rho V_x} \left(M \cdot \frac{V_{отн.х}}{a} - 1 \right) = D. \quad (12)$$

З новим позначенням рівняння (10) матиме вигляд

$$(M^2 - 1) \cdot \frac{dV_x}{V_x} = \frac{dS}{S} + D \cdot dx. \quad (13)$$

Виходячи з (12), оцінимо знак виразу $D \cdot dx$ – другого слагаємого правої частини рівняння (13). Оскільки вісь x направлена вздовж потоку і dx відраховується по потоку, то $dx > 0$; а величина $J < 0$ при отводі рідини з каналу, то

$$\begin{cases} 1) \text{ при } V_{отн.х} > \frac{a}{M} \text{ маємо } D \cdot dx < 0; \\ 2) \text{ при } V_{отн.х} = \frac{a}{M} \text{ маємо } D \cdot dx = 0; \\ 3) \text{ при } V_{отн.х} < \frac{a}{M} \text{ маємо } D \cdot dx > 0. \end{cases} \quad (14)$$

Отже, друге слагаєме $D \cdot dx$ правої частини (13) може посилювати дію першого слагаємого, якщо вони мають один знак, послаблювати або змінювати напрямленість, якщо у них різні знаки, або не впливати, якщо воно дорівнює 0.

1 Дозвукове течення ($M < 1$)

З (13) випливає, що знак dV_x протилежний знаку правої частини (13).

1.1 Суживаючийся канал ($dS < 0$)

Перше слагаєме правої частини рівняння (13) $\frac{dS}{S} < 0$. Знак другого слагаємого визначається умовами (14).

1) При $V_{отн.х} > \frac{a}{M}$ маємо $D \cdot dx < 0$, $\left(\frac{dS}{S} + D \cdot dx \right) < 0$. Отже, $dV_x > 0$, а

$\frac{dV_x}{V_x} = \left(\frac{dS}{S} + D \cdot dx \right) \cdot \frac{1}{(M^2 - 1)}$. Потік прискорюється, причому прискорення при наявності отводу

більше, ніж при теченні без нього (при $J = 0$, т.е. і $D = 0$).

2) При $V_{отн.х} = \frac{a}{M}$ маємо $D \cdot dx = 0$. Права частина (10) дорівнює $\frac{dS}{S}$. Отже, $dV_x > 0$,

а $\frac{dV_x}{V_x} = \frac{dS}{S} \cdot \frac{1}{(M^2 - 1)}$. Потік прискорюється, як при теченні без отводу.

3) При $V_{отн.х} < \frac{a}{M}$ маємо $D \cdot dx > 0$, а $\frac{dS}{S} < 0$. Слагаєме правої частини (10) мають різні знаки.

Если $\left| \frac{dS}{S} \right| > D \cdot dx$, то $dV_x > 0$, поток ускоряется, но ускорение меньше, чем при $J = 0$.

Если $\left| \frac{dS}{S} \right| = D \cdot dx$, то $dV_x = 0$, ускорение равно нулю.

Если $\left| \frac{dS}{S} \right| < D \cdot dx$, то $dV_x < 0$, течение замедляется.

1.2 Расширяющийся канал ($dS > 0$)

Аналогично предыдущему, согласно (14) могут иметь место три случая.

1) $V_{отн.х} < \frac{a}{M}$. Отсюда $D \cdot dx > 0$. Оба слагаемых правой части (13) положительны, значит, $dV_x < 0$. Поток замедляется и притом сильнее, чем при течении без отвода.

2) $V_{отн.х} = \frac{a}{M}$, следовательно, $D \cdot dx = 0$ и $dV_x < 0$. Поток замедляется, как при безотборном течении.

3) $V_{отн.х} > \frac{a}{M}$. Получаем $D \cdot dx < 0$. Слагаемые правой части (13) имеют разные знаки.

Если $\frac{dS}{S} > |D \cdot dx|$, то $dV_x < 0$, поток замедляется, но слабее, чем при течении без отбора.

Если $\frac{dS}{S} = |D \cdot dx|$, то $dV_x = 0$. Ускорение равно нулю.

Если $\frac{dS}{S} < |D \cdot dx|$, то $dV_x > 0$, поток ускоряется.

2 Сверхзвуковое течение ($M > 1$)

Из (13) следует, что знак dV_x совпадает со знаком правой части (13).

2.1 Суживающийся канал ($dS < 0$)

1) Аналогично предыдущим рассуждениям, можно сразу сказать, что если оба слагаемых правой части (13) отрицательны, то $dV_x < 0$, поток замедляется и притом модуль ускорения больше, чем при течении без отбора. Этот результат имеет место при $D \cdot dx < 0$, т.е. при $V_{отн.х} > \frac{a}{M}$.

2) Если величина $D \cdot dx = 0$, то $dV_x < 0$ и поток также замедляется, но слабее, чем при наличии отвода, – замедляется так, как при отсутствии отвода. Этот результат получаем при условии $V_{отн.х} = \frac{a}{M}$.

3) И, наконец, случай, когда оба слагаемых правой части (13) имеют разные знаки, возникает при $D \cdot dx > 0$, т.е. при условии $V_{отн.х} < \frac{a}{M}$. Если $\left| \frac{dS}{S} \right| > D \cdot dx$, то $dV_x < 0$, поток замедляется, но модуль ускорения меньше, чем при $J = 0$. Если $\left| \frac{dS}{S} \right| = D \cdot dx$, то $dV_x = 0$, ускорение равно нулю. Если $\left| \frac{dS}{S} \right| < D \cdot dx$, то $dV_x > 0$, течение ускоряется.

2.2 Расширяющийся канал ($dS > 0$)

1) Если оба слагаемых правой части уравнения (13) будут иметь одинаковые знаки, т.е. если будет выполняться неравенство $D \cdot dx > 0$, то получим $dV_x > 0$. Поток будет ускоряться, причем его ускорение будет больше, чем при течении без отвода. Этот случай имеет место при условии $V_{отн.х} < \frac{a}{M}$.

2) Если $D \cdot dx = 0$, получим также $dV_x > 0$. Поток будет ускоряться, но с ускорением меньшим, чем в предыдущем случае, но таким, как при течении без отвода. Этот случай имеет место при условии $V_{отн.х} = \frac{a}{M}$.

3) Если слагаемые правой части уравнения (13) будут иметь разные знаки, т.е. будет выполняться неравенство с, которое соблюдается при $V_{отн.х} > \frac{a}{M}$, то результат зависит

от соотношения модулей слагаемых. При $\frac{dS}{S} > |D \cdot dx|$ получим $dV_x > 0$. Поток ускоряется, но слабее, чем при течении без отбора. При $\frac{dS}{S} = |D \cdot dx|$ получим $dV_x = 0$.

Ускорение равно нулю. При $\frac{dS}{S} < |D \cdot dx|$ получим $dV_x < 0$. Поток замедляется.

3 Течение со скоростью звука ($M = 1$)

Если в каком-либо сечении канала на участке с отводом рабочей среды скорость течения достигает скорости звука, $V_x = a = a^*$, где a^* – критическая скорость звука, то в данной точке правая часть уравнения (10) обращается в нуль, т.е. выполняется равенство

$$\frac{1}{S} \cdot \frac{dS}{dx} = -\frac{J}{\rho a^*} \left(\frac{V_{отн.х}}{a^*} - 1 \right). \tag{15}$$

В частном случае, при $J = 0$, когда отвод в канале отсутствует, из (15) следует, что критическая скорость возникает в сечении, где функция $S(x)$ имеет минимум. При $J \neq 0$ критическая скорость может возникнуть в сечении, где функция $S(x)$ имеет минимум, возрастает или убывает, в зависимости от параметров течения и отвода рабочей среды:

1) при $\frac{dS}{dx} = 0$ и $V_{отн.х} = a^*$; 2) при $\frac{dS}{dx} < 0$ и $V_{отн.х} < a^*$; 3) при $\frac{dS}{dx} > 0$ и $V_{отн.х} > a^*$ и в соответствии с (15).

4 Критические параметры адиабатического течения идеального газа в канале с отводом рабочей среды

Рассматриваем канал, имеющий отвод на участке от начального сечения 1 до конечного сечения 2. Даны: закон изменения площади поперечного сечения вдоль канала $S(x)$, массовый расход $G(x)$ и параметры в сечении 1 (отмечены индексом 1), интенсивность отвода рабочей среды из канала $J(x)$, вектор скорости V_0 , с которой жидкость отводится из канала.

Интегрируя (5) от начального до произвольного сечения x вдоль участка 1–2, имеем

$$\rho V_x S = \rho_1 V_{x1} S_1 + \int_{x_1}^x J \cdot S dx. \tag{16}$$

Упростим уравнение (6). Введем V_x под знак дифференциала и исключим давление p и плотность ρ , используя соотношение $\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dx} = \frac{di}{dx}$, где i – энтальпия.

Получим

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{V_x^2}{2} + i \right) = \frac{J}{\rho} (V_{0x} - V_x). \quad (17)$$

Проинтегрируем (17) в пределах по x от сечения 1-го (x_1) до произвольного x в пределах участка 1–2, где жидкость отводится. Получим

$$\frac{V_x^2}{2} + i = \frac{V_{x_1}^2}{2} + i_1 + \int_{x_1}^x \frac{J}{\rho} (V_{0x} - V_x) dx. \quad (18)$$

Обозначим индексом 0 параметры потока, заторможенного адиабатически и изэнтропически. Тогда выражение

$$\frac{V_{x_1}^2}{2} + i_1 = i_0,$$

с учетом которого уравнение (18) перепишется в виде

$$\frac{V_x^2}{2} + i = i_0 + \int_{x_1}^x \frac{J}{\rho} (V_{0x} - V_x) dx. \quad (19)$$

В уравнении (19) обозначим второе слагаемое правой части через $A(x)$:

$$\int_{x_1}^x \frac{J}{\rho} (V_{0x} - V_x) dx = A(x),$$

тогда с новым обозначением уравнение (19) примет вид

$$\frac{V_x^2}{2} + i = i_0 + A(x). \quad (20)$$

В уравнении (20) представим энтальпию в виде $i = c_p T$ и разделим обе его части на $c_p T$. Получим

$$\frac{V_x^2}{2c_p T} + 1 = \frac{T_0}{T} + \frac{A(x)}{c_p T}. \quad (21)$$

С учетом того, что первое слагаемое левой части уравнения (21) $\frac{V_x^2}{2c_p T} = \frac{k-1}{2} \cdot M^2$,

разрешим уравнение (21) относительно $\frac{T}{T_0}$:

$$\frac{T}{T_0} = \left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right) / \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right). \quad (22)$$

Скорость звука выражается через температуру $\frac{a}{a_0} = \sqrt{\frac{T}{T_0}}$, и из (22) следует

$$\frac{a}{a_0} = \sqrt{\left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right) / \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right)}. \quad (23)$$

Остальные параметры легко получить с учетом уравнения адиабаты

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^k \quad (24)$$

и уравнения состояния Менделеева-Клапейрона

$$\frac{p}{\rho} = RT; \quad (25)$$

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(\left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right) / \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right)^{\frac{1}{k-1}}; \quad (26)$$

$$\frac{p}{p_0} = \left(\left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right) / \left(1 + \frac{k-1}{2} M^2 \right) \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (27)$$

Полагая $M = 1$ в (22), (23), (26), (27), получим формулы для критических параметров:

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right); \quad (28)$$

$$\frac{a^*}{a_0} = \sqrt{\frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right)}; \quad (29)$$

$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left(\frac{k+1}{2} / \left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right) \right)^{\frac{k}{k-1}}; \quad (30)$$

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{k+1} \left(1 + \frac{A(x)}{c_p T_0} \right) \right)^{\frac{k}{k-1}}. \quad (31)$$

Таким образом, на течение сжимаемой жидкости в канале с отводом рабочей среды существенное влияние оказывают не только число Маха M и изменение площади поперечного сечения вдоль канала, но и условия отвода: интенсивность (J), относительная скорость отвода жидкости вдоль пути, местная скорость звука, которые определяют характер взаимодействия транзитного и отводимого потоков.

Список литературы: 1. Гапон, Г.А. Динамика переменной массы в каналах сложной формы [Текст] / Г.А. Гапон // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 144-149. 2. Гапон, Г.А. Динамика переменной массы вихревых течений [Текст] / Г.А. Гапон // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2009. – № 3. – С. 193-195. – ISSN 2078-774X. 3. Гапон, Г.А. Разделение потока в спиральной камере центробежной турбомашины [Текст] / Г.А. Гапон // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 6. – С. 69-76. – ISSN 2078-774X. 4. Лойцянский, Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1978. – 736 с.

© Гапон Г.А., 2012
Поступила в редколлегию 23.02.12

УДК 621.224

О.В. ПОТЕТЕНКО, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
В.Э. ДРАНКОВСКИЙ, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
А.М. ГРИШИН, ст. преп. НТУ «ХПИ»;
Е.С. КРУПА, м.н.с. НТУ «ХПИ»;
А.А. ГУЛАХМАДОВ, аспирант НТУ «ХПИ»

АНАЛИЗ ПОТЕРЬ ЭНЕРГИИ В ВЫСОКОНАПОРНЫХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИНАХ ОБУСЛОВЛЕННЫХ ХАРАКТЕРНЫМИ ОСОБЕННОСТЯМИ СТРУКТУРЫ ПОТОКА В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ

В данной работе проведен анализ результатов экспериментальных исследований сложной вихревой структуры потока в проточной части высоконапорных радиально-осевых гидротурбин. Совершенствование элементов проточной части гидротурбины с целью уменьшения гидравлических потерь энергии в подводящих органах и рабочем колесе возможно на основе анализа вихревой структуры турбулентного движения жидкости в этих элементах.

У даній роботі проведено аналіз результатів експериментальних досліджень складної вихрової структури потоку в проточній частині високонапірних радіально-осьових гідротурбін. Вдосконалення елементів проточної частини гідротурбіни з метою зменшення гідравлічних втрат енергії в підвідних органах і робочому колесі можливо на основі аналізу вихрової структури турбулентного руху рідини в цих елементах.

In this work, results of experimental research of complex vortex structures in duct flow channel of high-head radial-axial turbines. Improving the flow of the turbine components to reduce energy losses in the hydraulic underwater bodies and the impeller is possible based on the analysis of the vortex structure of turbulent fluid motion in these elements.

Структура потока в проточной части радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м имеет сложный вихревой характер обусловленный большими скоростями потока, а, следовательно, и большими силами инерции в местах поворота потока, большими градиентами скоростей, обуславливающих так называемую «градиентную завихренность» и рядом других причин.

В отличие от средне и низконапорных радиально-осевых гидротурбин высоконапорные гидротурбины (РО-400 – РО-600) имеют потери энергии в подводящих органах (спиральная камера, статор, направляющий аппарат) на оптимальном режиме работы до двух-четырёх процентов, что составляет (30–40) % от общих гидравлических потерь в гидротурбине.

Как известно, подводящие органы гидротурбины имеют своей целью подвод потока с минимальными потерями к рабочему колесу с одинаковой величиной скорости (равномерный поток) в цилиндрическом сечении перед рабочим колесом, а также, что является немаловажным фактором, создание перед рабочим колесом гидротурбины момента количества движения потока, обеспечивающего оптимальную работу гидротурбины.

Эти условия желательно обеспечить не только для оптимальной зоны эксплуатации гидротурбин, но и для режимов отличных от оптимальных.

Рассмотрим в какой мере подводящие органы гидротурбины на напоры 400–600 м обеспечивают эти требования.

Анализ десятков гидротурбин отечественного и зарубежного производства позволяет сделать следующие выводы. Момент количества движения жидкости во

входном сечении $\rho Q V_u r$ (или момент приведенный к единице массового расхода $V_u r$, где V_u – средняя скорость во входном сечении спирали; r – радиус расположения центра входного сечения спирали по отношению к оси вращения рабочего колеса гидротурбины) составляет всего лишь 50 % от необходимого момента для оптимальной работы гидротурбины для радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м, в то время как для гидротурбин на напоры 45–230 м он составляет порядка 100 %.

Для радиально-осевых гидротурбин на напоры 45–230 м подводющие органы могут проектироваться из условия сохранения того момента количества движения, которое имеет место во входном сечении спирали (т.е. из условия $V_u r = \text{const}$).

Для радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600–1000 м подводющие органы призваны увеличить момент количества движения в два и более раза. Попытка увеличить момент количества движения во входном сечении спирали нерациональна, т.к. это приводит либо к значительному увеличению габаритов ГЭС в плане при увеличении радиуса расположения центра входного сечения спирали, например, в два раза или к существенному увеличению потерь энергии на трение при уменьшении площади входного сечения спирали в два раза.

Совершенствования элементов проточной части гидротурбины с целью уменьшения гидравлических потерь энергии в подводящих органах и рабочем колесе возможно на основе анализа вихревой структуры турбулентного движения жидкости в этих элементах.

Всесторонние экспериментальные исследования структуры потока в проточной части модельных гидротурбин выполненные на кафедре гидромашин для радиально-осевых турбин на напоры 310, 400 и 500 м, а также расчетные исследования позволяют провести глубокий анализ вихревой структуры потока. В частности применительно к номенклатурному рабочему колесу РО-500 на основе зондовых замеров параметров потока в спиральной камере, на цилиндрической поверхности перед и за рабочим колесом в 91 точке поверхности на 23-х режимах работы гидротурбины, а также экспериментального определения распределения давления на вращающихся лопастях в 56-ти точках поверхности лопасти (рис. 1), в настоящей работе проведен анализ структуры потока.

Вихревая структура потока в спиральной камере (рис. 2) определяется высокими скоростями потока и большими градиентами скорости обусловленными поворотом потока. Имеет место случай аналогичный движению жидкости в колене трубопровода круглого сечения с определенным радиусом поворота трубопровода. То есть в спиральной камере наряду с пристеночной мелкомасштабной завихренностью наблюдается градиентная завихренность потока обусловленная большими градиентами скорости в радиальном направлении и диффузионным переносом массы, импульса, момента импульса и энергии, а также крупномасштабная завихренность вида «парного вихря».

Вторичное движение жидкости обуславливает существенное изменение угла φ (между проекцией скорости на плоскость перпендикулярную оси вращения турбины и окружной составляющей V_u) по сечению спирали, например, от $\varphi \approx -6^\circ$ до $\varphi = 15^\circ - 18^\circ$ для режима $a_0 = 25$ мм, $n_1' = 65$ об/мин (для модельной гидротурбины с $D_1 = 400$ мм).

Движение жидкости в спиральной камере с учетом вторичного вихревого движения («парного вихря») приближенно можно считать винтовым ($\vec{V} \times \text{rot} \vec{V} = 0$), т.к. полная энергия потока в сечении с точностью (1–3) % есть величина постоянная, не зависящая от выбранной точки сечения.

В соответствии с терминологией, предложенной И.С. Громека (1851–1889) в спиральной камере турбины РО-500 имеет место неоднородный винтовой поток $\text{rot}\vec{V} = \lambda\vec{V}$, где $\lambda = f(q_1, q_2, q_3)$.

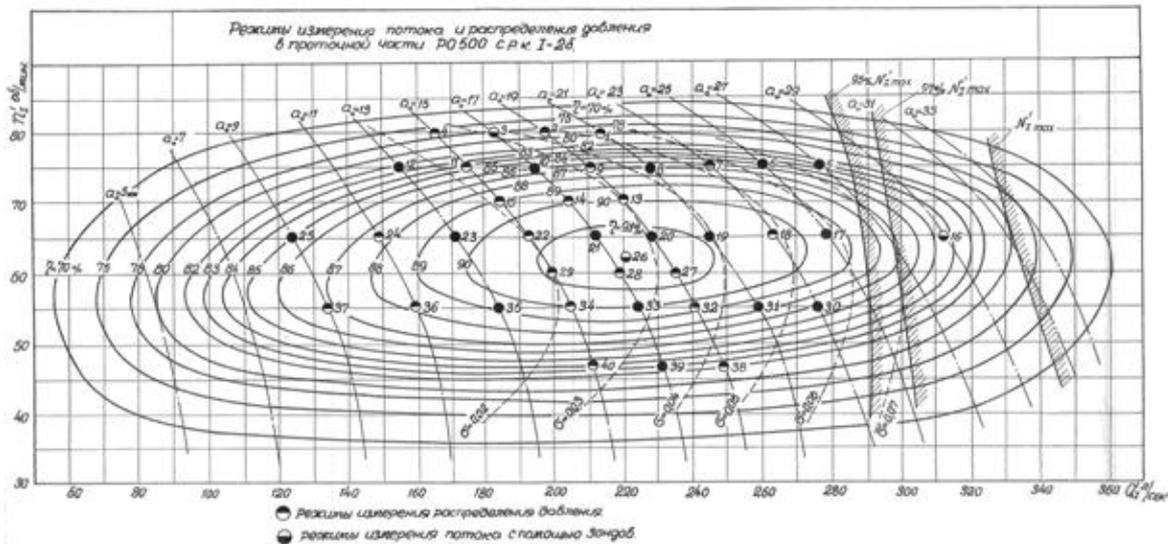


Рис. 1. Режимы измерения потока и распределения давления в проточной части РО 500 с р.к. I-26

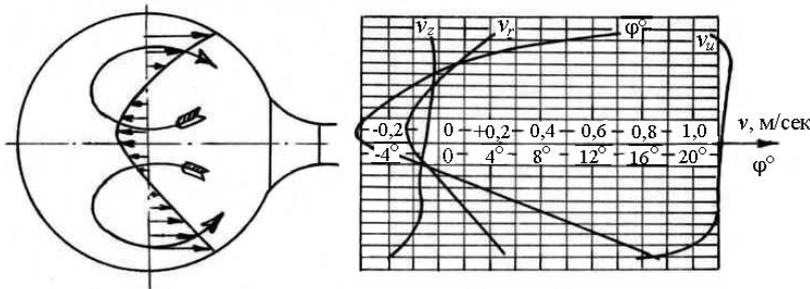


Рис. 2. Структура потока в поперечном сечении спиральной камеры

На рис. 2 можно наблюдать распределения меридиональных скоростей в поперечном сечении спиральной камеры. Если окружная компонента скорости V_u (или $V_u r$) практически является постоянной за исключением заторможенных пристеночных зон потока и равной приблизительно 50 % от необходимой величины перед рабочим колесом для оптимальной работы гидротурбины, то меридиональная скорость меняется радикальным способом. Так в центральной зоне поперечного сечения спирали направления потока (меридиональная скорость) даже противоположны направлению основного потока (т.е. от рабочего колеса).

Вихревые структуры потока, и особенно крупномасштабный «парный вихрь» сносится потоком в каналы колонн статора, направляющего аппарата и межлопастные каналы рабочего колеса деформируя существенно структуру потока в этих каналах.

Обтекая колонны статора и лопатки направляющего аппарата с различными углами атаки по высоте колонн и лопаток, и с различной меридиональной скоростью т.е. с различной циркуляцией скорости в различных сечениях лопаток и колонн поток наряду с пристеночной завихренностью и вихревой дорожкой Кармана за выходными кромками формирует также индуктивные вихревые потоки обусловленные изменением циркуляции по высоте лопаточных аппаратов вида $\vec{V} \times \text{rot}\vec{V} = 0$.

Выше отмеченная сложная вихревая структура потока в подводящих органах гидротурбины, наряду с большими скоростями движения жидкости вызывает у высоконапорных радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м увеличенные по сравнению со средненапорными гидротурбинами потери энергии. Эти результаты

підтверджуються не тільки отечественной, но и мировой практикой гидротурбостроения.

Проаналізуємо структуру потоку поступаючого в міжлопатні канали робочого колеса і причини втрат енергії в самому робочому колесі.

При дослідженні структури потоку перед робочим колесом основне уваження уделюється наступним питанням:

- а) вихревої структури потоку;
- б) нерівномірності потоку по висоті направляючого апарату;
- в) нерівномірності потоку по окружному напрямку;
- г) характеристиці потоку, осередненого по окружному напрямку;
- д) характеристиці потоку, осередненого по циліндричеській поверхності.

Із спіральної камери потік поступає в канали направляючого апарату. В зв'язі з малими кутами атаки потоку натекаючого на лопатки направляючого апарату і малою кривизною профіля, а також деякою конфузорністю каналів в зоні лопаток, можна передположити, що виникаюче в цій зоні додаткове вихреве руху незначительно, і не суттєво змінює сумарну завихренність потоку виникаючу в спіральної камері, хоча внаслідок «шагової» нерівномірності поля швидкостей тут має місце і «шагова» нерівномірність $\text{rot}\vec{V}$.

Так як в циліндричеському сеченні на вході в робоче колесо енергія потоку постійна (с точністю до (1–3) %), то потік натекаючий в робоче колесо також підкоряється закону $\text{rot}\vec{V} = \lambda\vec{V}$, т.е. представляє собою винтової вихревої характер в котрому вільна завихренність являється слідствием «парного вихря» виникаючого в спіральної камері і частично індуктивних вихрей стекаючих с вихідних кромки колонн статора і лопаток направляючого апарату, як слідствие перемінності циркуляції швидкості в різних сеченнях лопаток і колонн за рахунок змінення величини швидкості і кута натекаючого потоку по висоті каналу.

В результаті аналізу змінення епюри осередненої по окружному напрямку величини $\text{rot}\vec{V}$ і її складових в потоку перед робочим колесом при зміненні відкриття направляючого апарату від величини $a_0 = 9$ мм до $a_0 = 29$ мм (для модельної гидротурбіни с $D_1 = 400$ мм) було встановлено, що змінення a_0 почти не впливає на осереднену величину $\text{rot}\vec{V}$. Лише при очень малых ($a_0 \leq 9$ мм) відкриттях направляючого апарату це впливання починає проявлятися.

Ці результати, а іменно, нерівномірність розподілення швидкостей і вихрей во входному сеченні перед робочим колесом дозволяє більш обосновано задати не тільки структуру осередненого потоку в якості граничних умов при комп'ютерному математическому моделюванні робочого процесу і рахунку структури потоку для внової розроблюваних робочих колес, но так же задати основні параметри турбулентності (масштаб і інтенсивність) во входному сеченні при різних режимах роботи турбіни.

Для всіх розглянутих режимів характерним являється суттєве змінення кута φ во входному сеченні перед робочим колесом по висоті направляючого апарату. Так, при $a_0 = 17$ мм, кут φ змінюється від 17° – $20,5^\circ$ (в залежності від положення зонда по окружності) у нижнього кільця направляючого апарату до 12° – $15,5^\circ$ в центральній частині і 18° – 21° у верхнього кільця (рис. 3).

Така нерівномірність по висоті направляючого апарату потоку натекаючого на робоче колесо приводить до змінення кута атаки і кута відносительної швидкості β_1 , що відражається на зміненні розподілення тиску по поверхності лопатки по

направлению оси вращения рабочего колеса (см. рис. 4). При этом эта неравномерность приводит к изменению циркуляции скорости по различным сечениям лопастей, а следовательно и к неравномерности распределения давления по различным поверхностям тока на поверхности лопасти.

Особенно большая неравномерность распределения давления наблюдается на поверхности входной кромки лопасти по высоте входной кромки, что естественно обусловлено изменением угла φ натекающего потока по высоте направляющего аппарата перед рабочим колесом.

При больших открытиях направляющего аппарата ($a_0 = 25\text{--}29$ мм) существенная неравномерность натекающего потока в рабочее колесо по окружному направлению имеет место в зоне вихревого следа за выходной кромкой лопатки, т.е. неравномерность угла по отношению к окружному направлению φ , скоростей V_u , V_r , V_z в положении зонда «е», «ж», «з» для $a_0 = 29$ мм и «з», «и», «к» для $a_0 = 25$ мм по окружному направлению (рис. 3, 5).

Чтобы оценить величину неравномерности скорости перед рабочим колесом, определялись так же величины вариаций реальной скорости и ее компонент по отношению к осредненной скорости потока в различных точках цилиндрического сечения перед рабочим колесом $V'_r = V_r - \bar{V}_r$, $V'_u = V_u - \bar{V}_u$, $V'_z = V_z - \bar{V}_z$, которые приводят к пульсациям скоростей и давлений в движущемся потоке и к вибрации ротора и других элементов гидроагрегата, что отрицательно сказывается на надежности и долговечности при эксплуатации гидротурбины.

Составляющая скорости V'_u у верхнего и нижнего кольца направляющего аппарата имеет несколько меньшую величину. Чем в центральной части. Для $a_0 = 17$ мм, $n_1' = 65$ об/мин у верхнего кольца $V'_u = 2,6\text{--}2,8$ м/сек, в центральной части $V'_u = 2,5\text{--}2,96$ м/сек, у нижнего кольца $V'_u = 2,35\text{--}2,6$ м/сек.

Составляющая скорости V'_r у верхнего и нижнего кольца направляющего аппарата имеет несколько большую величину, чем в центральной части. Для $a_0 = 17$ мм, $n_1' = 65$ об/мин у верхнего кольца $V'_r = 0,9\text{--}1,3$ м/сек, в центральной части $V'_r = 0,6\text{--}0,75$ м/сек, у нижнего кольца $V'_r = 0,75\text{--}0,93$ м/сек.

Заторможенные слои жидкости начиная с пристеночных слоев спиральной камеры, верхних и нижних колец колонн статора и направляющего аппарата сносятся потоком (конвективный перенос) во входное сечение рабочего колеса, что приводит к снижению полной энергии потока в зонах верхних и нижних колец и соответственно к уменьшению величины момента количества движения жидкости приведенного к единице массового расхода V_{ur} в этих пристеночных слоях.

Неравномерность натекающего в рабочее колесо потока по окружному направлению, особенно при больших открытиях направляющего аппарата, обусловлено в первую очередь тем, что выходные кромки лопаток направляющего аппарата близко располагаются к входным кромкам рабочего колеса. При $a_0 = 29$ мм и $D_1 = 400$ мм кратчайшее расстояние меньше 6 мм по радиусу и 12 мм по линии тока. При этом диаметр окружности расположения осей поворота лопаток направляющего аппарата принимался стандартным общепринятым $D_0 = 1,2 \cdot D_1$. В этом случае поток не успевает выровнять шаговую неравномерность распределения скоростей в зоне между направляющим аппаратом и рабочим колесом.

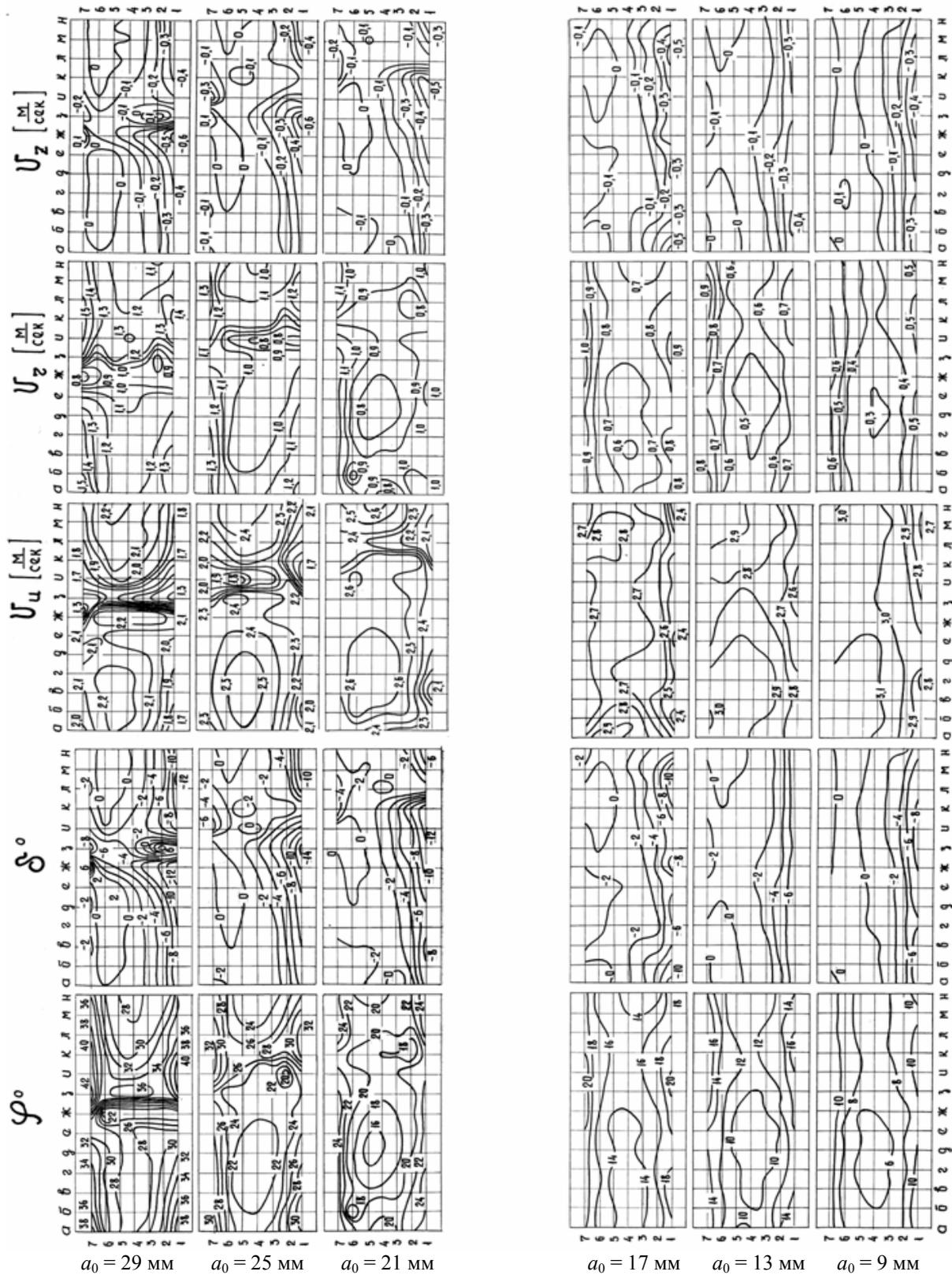


Рис. 3. Характеристика потока перед рабочим колесом РО 500 I-26 ($D_1 = 400$ мм) при $n_1' = 65$ об/мин

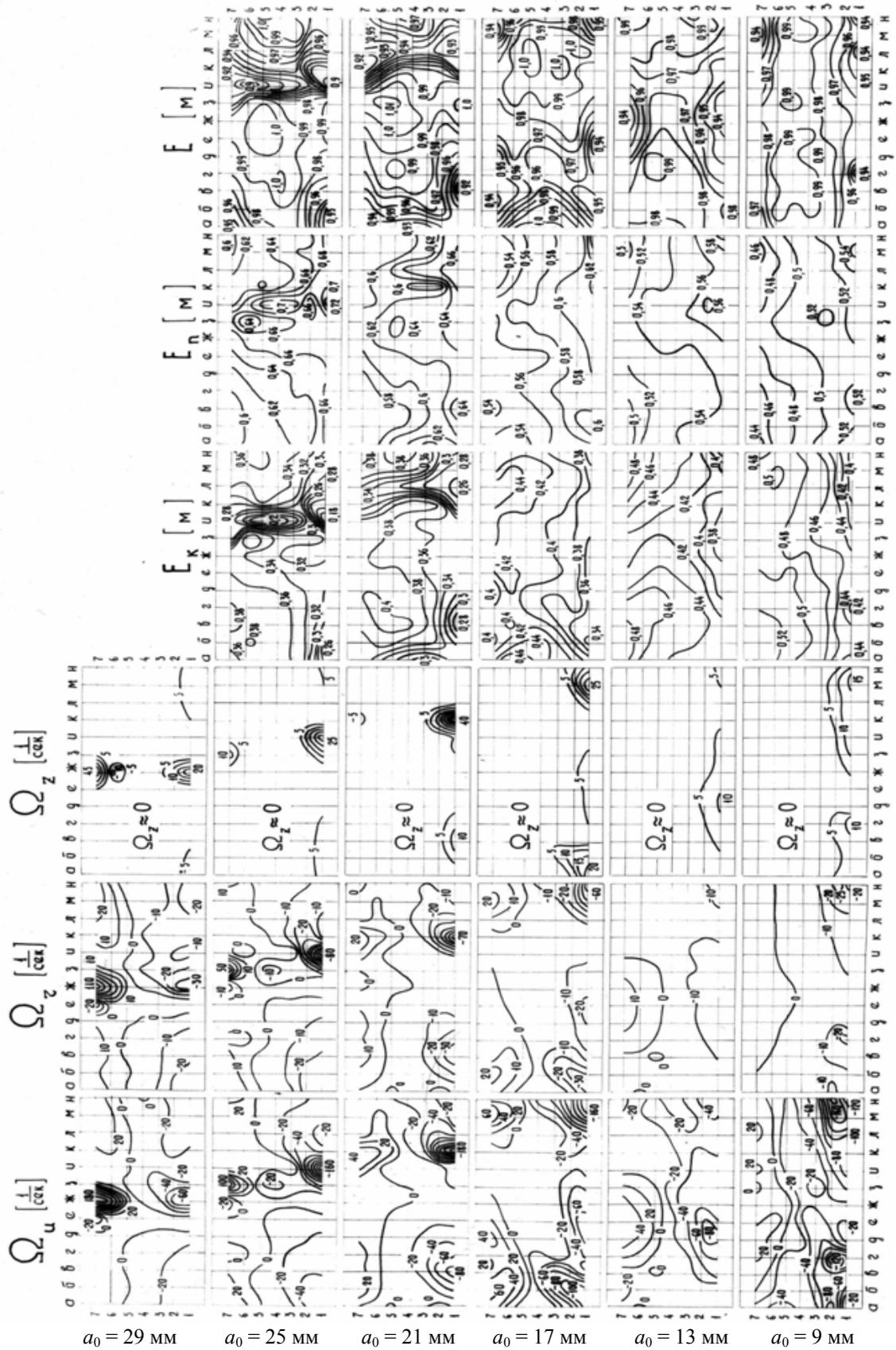
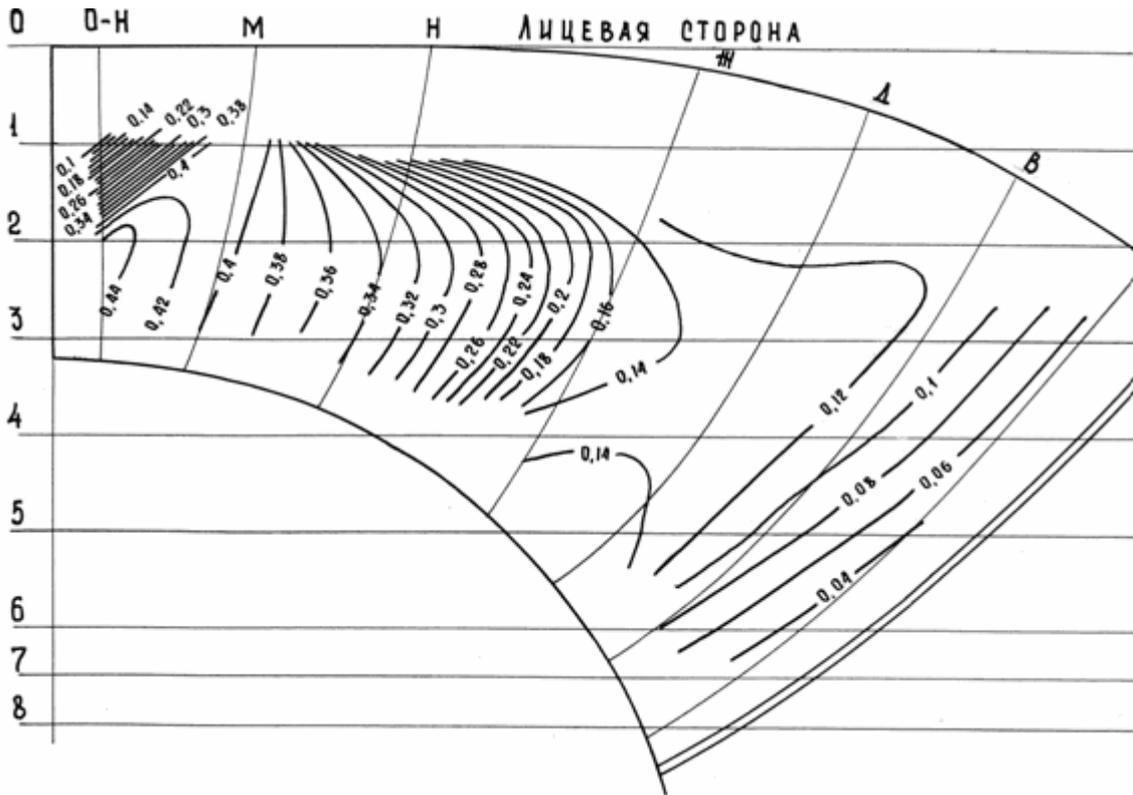
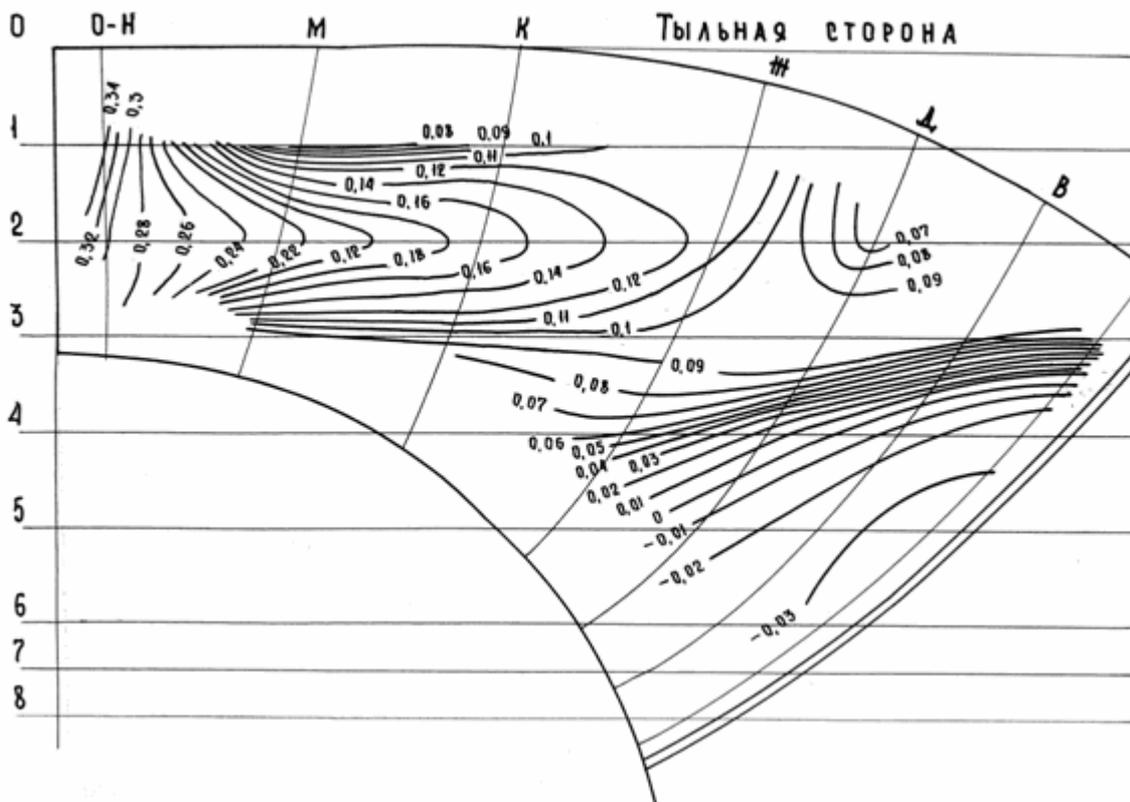


Рис. 4. Характеристика потоку перед робчим колесом РО 500 І-26 для $n_1' = 65$ об/мин и $D_1 = 400$ мм



а)



б)

Рис. 5. Распределение давления по поверхности лопасти:
 РО 500 I-26; Режим 21; $a_0 = 17$ мм; $Q_1' = 212$ л/сек; $n_1' = 65$ об/мин

В качестве рекомендаций можно предложить увеличить величин D_0/D_1 до 1,3 и более величины.

Следует также отметить, что в межлопастных каналах рабочего колеса возникает вследствие больших величин скоростей, градиентов скоростей и давлений так называемая градиентная завихренность потока. С выходных кромок и обтекателя рабочего колеса вследствие переменности циркуляции скорости вокруг профиля для различных поверхностей тока, а также больших градиентов скоростей будут сходиться индуктивные вихревые потоки, которые в отсасывающей трубе могут объединяться в крупномасштабные винтообразные вихревые жгуты, особенно на режимах далеких от оптимального.

Выводы:

1 Вихревая структура потока в проточной части и межлопастных каналах высоконапорных радиально-осевых гидротурбин на напоры 400–600 м носит сложный характер обуславливающий повышенные по сравнению со средненапорными гидротурбинами гидравлические потери (на 2–3 %).

2 Дальнейшее продвижение радиально-осевых гидротурбин на напоры свыше 600 м в качестве последствий будет иметь еще большее повышение гидравлических потерь энергии, что делает не рациональным использование традиционно применяемых для радиально-осевых гидротурбин конструктивных решений.

3 Применение в качестве подводящих поток к рабочему колесу органов более просторной спиральной камеры со скоростями потока в ней в 1,5–2 и более раза меньшими и создание необходимого перед рабочим колесом для оптимальной работы гидротурбины момента количества движения в сопловых каналах непосредственно перед рабочим колесом позволит, как показывают расчеты, в 3–5 раз уменьшить гидравлические потери энергии в подводящих органах, обеспечить практически равноскоростной поток перед рабочим колесом на различных режимах эксплуатации турбины и уменьшить также гидравлические потери в самом рабочем колесе.

Список литературы: 1. Потетенко, О.В. Тенденции продвижения горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации [Текст] / О.В. Потетенко, В.Э. Дранковский, С.М. Ковалев, Е.С. Крупа, О.С. Вахрушева, Н.Г. Шевченко // Вісник Сумського Державного університету. – 2010. – С. 125-135. 2. Потетенко, О.В. Анализ вихревой структуры потока в каналах радиально-осевой гидротурбины на напоры 400-500 м [Текст] / О.В. Потетенко, Н.Г. Шевченко, Л.Р. Радченко, С.М. Ковалев, К.С. Дяченко // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 12. – С. 45-55. 3. Потетенко, О.В. Основные параметры и закономерности структуры потока в высоконапорных гидротурбинах РО 400-500 [Текст] / О.В. Потетенко, Н.Г. Шевченко, Л.Р. Радченко, С.М. Ковалев, Ю.А. Подвойский // Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2004. – № 11. – С. 68-75. 4. Потетенко, О.В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов // Патент на винахід UA85237. – Опубл. 12.01.2009. – Бюл. № 1. 5. Потетенко, О.В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов // Патент на винахід UA85090. – Опубл. 25.12.2009. – Бюл. № 24. 6. Потетенко, О.В. Робоче колесо високонапірної радіально-осьової гідротурбіни [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов // Деклараційний патент на корисну модель ГФ15649. – Опубл. 17.07.2007. – Бюл. № 2. 7. Потетенко, О.В. Високонапірна радіально-осьова гідротурбіна [Текст] / О.В. Потетенко, С.М. Ковальов, В.Е. Дранковський // Деклараційний патент на корисну модель UA14284. – Опубл. 15.05.2006. – Бюл. № 5.

© Потетенко О.В., Дранковський В.Э., Гришин А.М., Крупа Е.С., Гулахмадов А.А., 2012
Поступила в редакцію 10.02.12

УДК 621.05

А.А. КОВАЛЬ, аспирант НТУ «ХПИ»;
Е.С. КОВАЛЬ, инженер НТУ «ХПИ»;
Т.С. САЛЫГА, ассистент НТУ «ХПИ»;
А.Н. ФАТЕЕВ, вед. инж. ОПК «Гидроэлекс», Харьков;
Е.А. КОРЕНЬ, магистр НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ ДИАГНОСТИКИ ГИДРОАГРЕГАТОВ

В статье рассмотрена возможность применения технической диагностики для гидроагрегата установки для ремонта и освоения скважин А 50М. Диагностика состоит в разработке алгоритма и применении его для разных методов диагностирования с помощью определения параметров, которые подлежат измерению.

У статті розглянута можливість застосування технічної діагностики для гідроагрегату установки для ремонту та освоєння свердловин А 50М. Діагностика полягає у розробленні алгоритму і застосуванні його для різних методів діагностування за допомогою визначення параметрів, які підлягають вимірюванню.

The possibility of technical diagnostics of well repair and development hydraulic units А 50М is considered in the article. Diagnostics is developing algorithms and applying it to different methods of diagnosis by defining the parameters to be measured.

Введение. Уменьшение затрат на техническое обслуживание гидроагрегатов машин возможно за счет применения технической диагностики, что позволяет более точно устанавливать сроки и объем работ по обслуживанию и ремонту, исключить ненужные разборочно-сборочные работы, определить истинную потребность в регулировках, выявить и проконтролировать основные эксплуатационные показатели гидроагрегата при работе, определить целесообразность проведения ремонтных работ, маневрировать сроками технического обслуживания в зависимости от напряженности работ, прогнозировать остаточный ресурс, наработку узлов и отдельных аппаратов.

Основная часть. В статье рассматривается алгоритм диагностики гидроагрегатов на примере гидроагрегата установки для ремонта и освоения скважин А 50М. Диагностирование гидроагрегата машин должно обеспечить их эффективное и безопасное функционирование в межконтрольный период с целью минимизации затрат на эксплуатацию. Оно представляет комплекс операций, проведенных в составе мероприятий системы планово-предупредительного технического обслуживания и ремонта гидроагрегатов, выполняемых в плановом порядке, а также при необходимости (с целью поиска места и причин отказа) [1].

Метод диагностирования гидроагрегата машин определяется совокупностью параметров, подлежащих измерению.

Общие положения технического диагностирования гидроагрегатов машин должны соответствовать СП 12 -105 [2].

При диагностировании гидроагрегата машин используют различные методы: параметрический (гидростатический); метод амплитудно-фазовых характеристик; капиллярный электрофорез; метод спектрального анализа; метод индикации посторонних примесей в гидравлической жидкости; акустический метод; виброакустический; силовой, метод измерения скорости нарастания усилия на

исполнительном элементе; кинематический; аэродинамический (продувка сжатым воздухом) и др.

В качестве основного метода диагностирования гидроагрегата применяют параметрический метод как наиболее обеспечен метрологически и теоретически.

Параметры диагностирования гидроагрегата машин подразделяются на:

- параметры общей оценки технического состояния гидроагрегата;
- параметры оценки внутреннего состояния гидросистемы и ее отдельных элементов;
- параметры оценки состояния рабочей жидкости.

Диагностика гидроагрегата в целом и отдельных его элементов без снятия их с машины осуществляется с применением встроенных приспособлений диагностики

гидроагрегата или встроенных приборов, и устройств (гидротестеров, расходомеров), которые входят в комплект передвижных диагностических станций.

Для обеспечения быстрого присоединения средств диагностирования и снижение утечек жидкости из гидросистемы при диагностировании гидроагрегата рекомендуется использовать быстроразъемные переходники. Лучшими местами их установки является контуры гидроприводов, снабженные вторичными предохранительными клапанами, после гидрораспределителя в разрыв резьбовых или фланцевых соединений «труба-рукав высокого давления».

При диагностировании гидроагрегатов машины целесообразно производить разбивку общей гидросистемы машины на несколько подсистем, сводящие к типовым схемам с гидродвигателем вращательного и поступательного действия см. рис. 1 и рис. 2.

Поиск отказов в гидросистемах машин может осуществляться в режиме

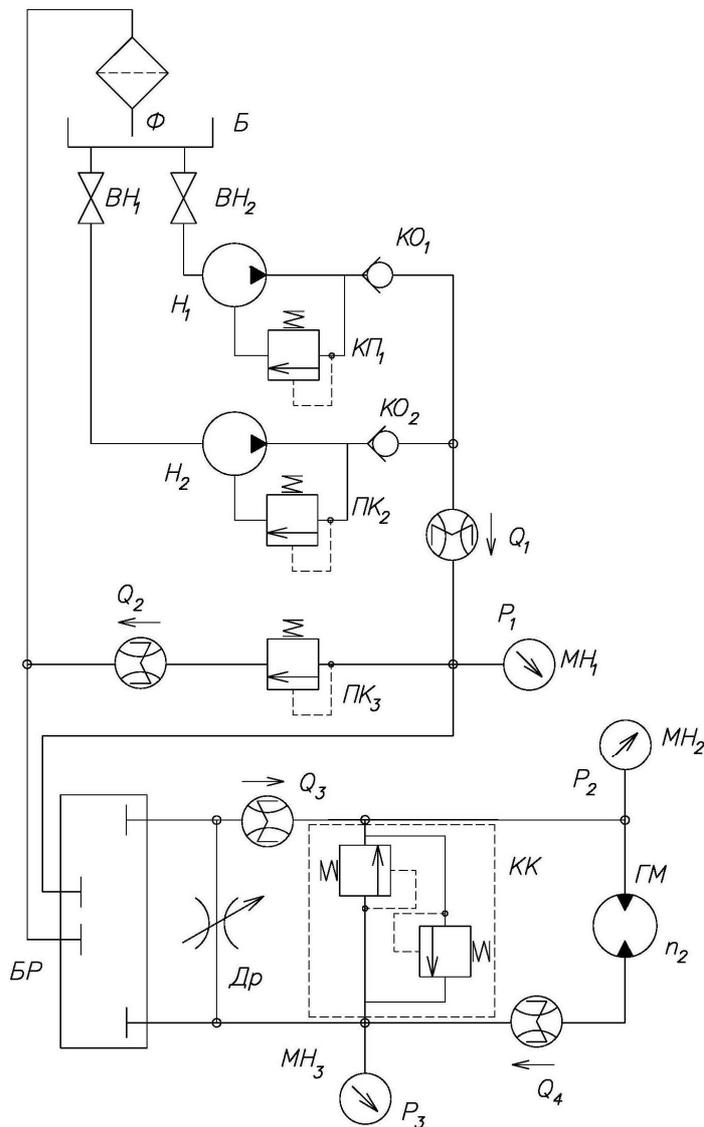


Рис. 1. Схема диагностики гидромотора

- Б – бак; БР – блок распределителей;
 ВН₁, ВН₂ – вентили; ГМ – гидромотор;
 Др – дроссель; КО₁, КО₂ – обратные клапаны;
 МН₁, МН₂, МН₃ – манометры; Н₁, Н₂ – насосы;
 ПК₁, ПК₂, ПК₃ – предохранительные клапаны
 P₁, P₂, P₃ – давления; Q₁, Q₂, Q₃ – расходы; Ф – фильтр

холостого хода, клапанном, тестовом и рабочем режимах.

Для осуществления самопроверки результатов диагностирования в эксплуатационных условиях целесообразно провести диагностику гидросистемы как минимум в двух режимах. Это вызвано тем, что по своим возможностям режимы «перекрывают» друг друга, позволяя осуществлять самопроверку, за счет чего достигаются относительно высокая точность и достоверность полученных результатов.

Исходя из выше изложенного чаще всего используют клапанный и рабочий режимы.

Клапанный режим позволяет оценить потери в гидросистеме и провести диагностику основных элементов насосной группы: собственно насоса и клапана, надежность которых во многом определяет надежность гидросистемы в целом, так как насосная группа входит в несколько гидравлических цепей, управляющих рабочими органами.

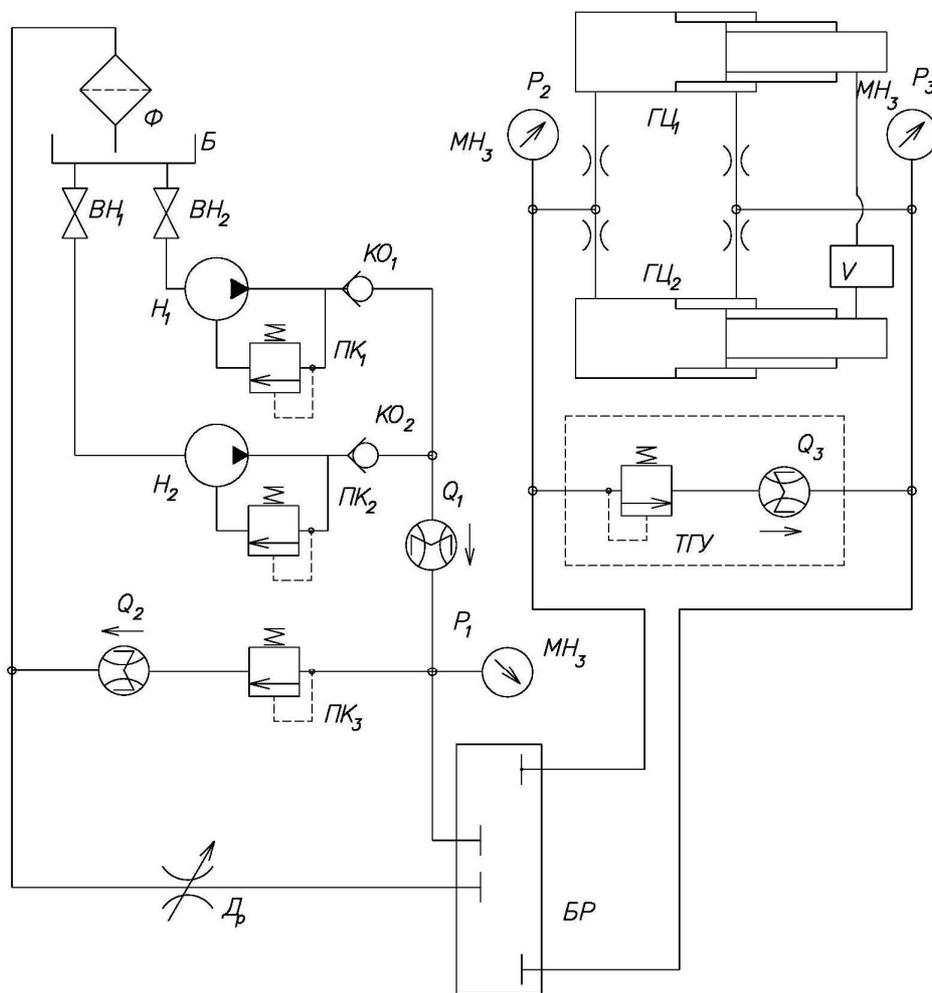


Рис. 2. Схема диагностики гидроцилиндров:

- Б – бак; БР – блок распределителей;
- ВН₁, ВН₂ – вентили; ГЦ₁, ГЦ₂ – гидроцилиндры;
- Др – дроссель; КО₁, КО₂ – обратные клапаны;
- МН₁, МН₂, МН₃ – манометры; Н₁, Н₂ – насосы;
- ПК₁, ПК₂, ПК₃ – предохранительные клапаны;
- Р₁, Р₂, Р₃ – давления; Q₁, Q₂, Q₃ – расходы; Ф – фильтр

Для реализации клапанного режима работы необходимо либо зафиксировать вал гидромотора или шток гидроцилиндра, или поставить заглушку в сливной магистрали гидродвигателя [3].

Диагностирования насоса в клапанном режиме работы производится по параметру коэффициента подачи

$$e = \frac{Q_p}{Q_0},$$

где Q_p и Q_0 – расходы, измеренные в напорной магистрали насоса при давлении соответственно $p = p_{\text{ном}}$ и $p = 0$.

Диагностирования клапана осуществляется по обеспечиваемому в системе давлению и расходу на сливе клапана.

Отклонение затрат через клапан от подачи насоса менее (5–10) % свидетельствует о неисправности клапана. Разница расхода через клапан и подачи насоса более (10–15) % свидетельствует о наличии свободного слива в гидравлической цепи (в том случае, если не растет давление).

Оценка объемных потерь в гидросистеме DQ в клапанном режиме работы осуществляется по формуле

$$DQ = Q_p - Q_{\text{кл}},$$

где Q_p – подача насоса, измеренная на его выходе при давлении p , л/мин; $Q_{\text{кл}}$ – расход на сливе клапана, л/мин.

Алгоритм диагностирования гидросистемы в клапанном режиме см. рис. 3.

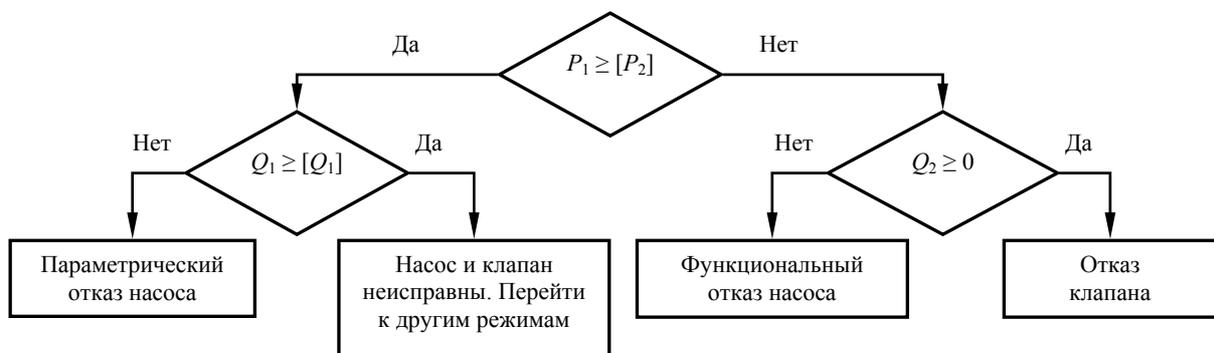


Рис. 3. Алгоритм диагностирования системы в клапанном режиме

Диагностирования в рабочем режиме осуществляется в процессе выполнения машиной своих основных и вспомогательных рабочих функций.

Процесс диагностирования проводится без применения специальных средств для создания нагрузки на гидросистему и позволяет создать динамический характер нагрузки в полевых условиях.

При работе гидроагрегата возникают различные неполадки (неисправности), которые могут быть следствием некачественного изготовления, сборки, монтажа, износа деталей или неправильной эксплуатации.

Алгоритм диагностирования гидросистемы в рабочем режиме см. рис. 4.

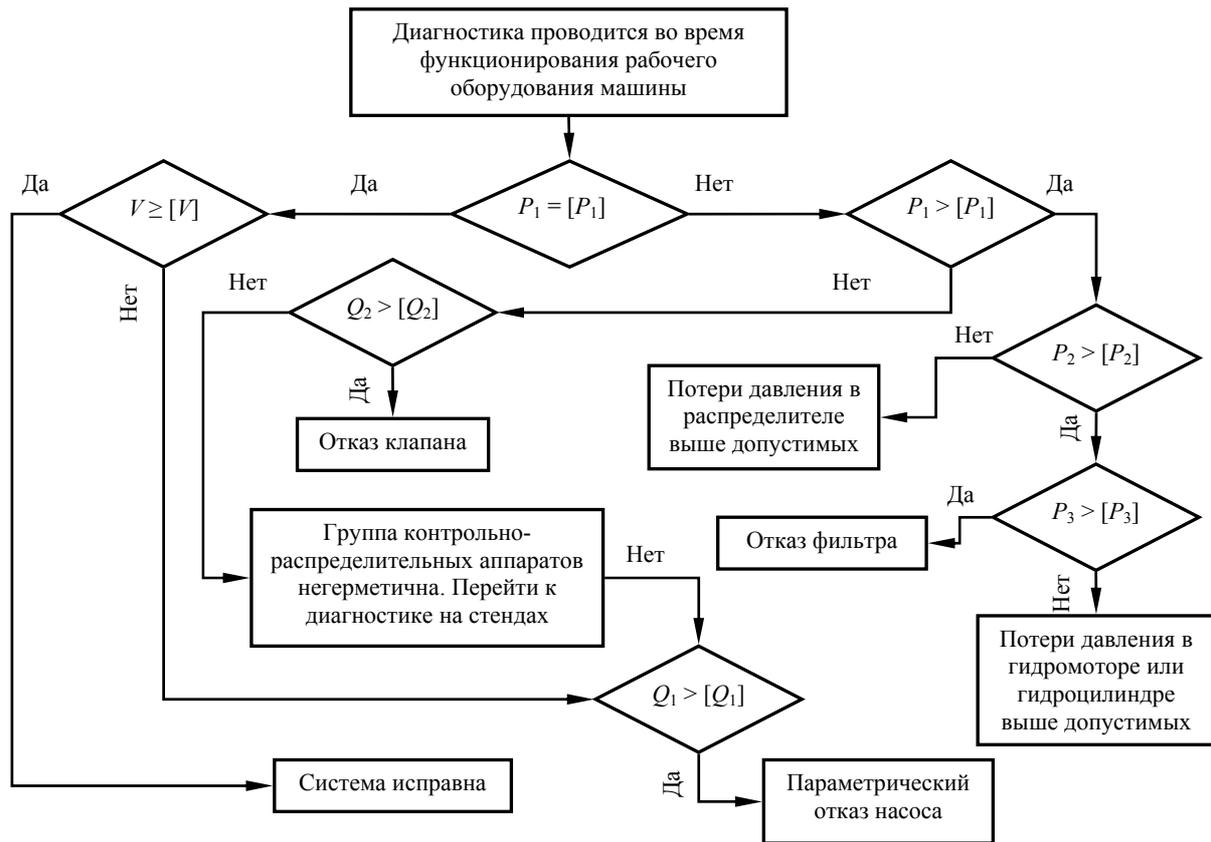


Рис. 4. Алгоритм диагностирования гидросистемы в рабочем режиме

Выводы. Разработанный алгоритм диагностики позволяет определить причины неполадок и способы их устранения. Он полезен еще и тем, что с его помощью можно выявить неисправности гидроагрегатов, которые могут быть устранены в полевых условиях без какой-либо значительной разборки гидросистемы. А это в свою очередь служит повышением эффективности использования мобильных агрегатов с гидроприводом при бурении и эксплуатации скважин. Алгоритм апробирован в лабораторных условиях на специальном стенде-гидроагрегате, где показал хорошие результаты.

Список литературы: 1. Черкашенко, М.В. Гидропневмоавтоматика [Текст] / М.В. Черкашенко. – Харьков: «ГИДРОЭЛЕКС», 2002. – 75с. 2. СП 12-105-2003. Механизация строительства. Свод правил по проектированию и строительству. – М., 2004. – 54 с. 3. МДС 12-20.2004. Механизация строительства. Организация диагностирования строительных и дорожных машин. Диагностирование гидроприводов. – М., 2004. – 68 с.

© Коваль А.А., Коваль Е.С., Салыга Т.С., Фатеев А.Н., Корень Е.А., 2012
 Поступила в редколлегию 13.02.12

УДК 621.313.322.

А.Н. МИНКО, аспирант; инженер ГП «Электротяжмаш», Харьков;
В.В. КУЗЬМИН, д-р техн. наук; проф. УИПА, Харьков;
В.В. ШЕВЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ СВЯЗЕЙ МАССОГАБАРИТНЫХ ПАРАМЕТРОВ ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С УРОВНЕМ ТРУДОЕМКОСТИ ИХ ПРОИЗВОДСТВА

Проведен анализ способов унификации элементов конструкции турбогенератора, выделена параметрическая связь между массогабаритными показателями его конструкции и уровнем трудоемкости его производства. Проанализированы основные направления и методы проведения конструктивной унификации турбогенераторов с воздушной системой охлаждения с целью оптимизации его массогабаритных параметров без увеличения уровня трудоемкости в производстве.

Проведено аналіз значення уніфікації елементів конструкції, виділено параметричний зв'язок маси і габаритних показників конструкції, рівня трудомісткості її виробництва. Інтерпретовано послідовність основних напрямків і методи здійснення конструктивної уніфікації для турбогенераторів з повітряною системою охолодження з метою оптимізувати масо-габаритні параметри, без збільшення рівня трудомісткості в виробництві.

The Organized analysis to value to unifications element to designs, is chosen parametric relationship size of mass- factors to designs and level to labors content her production. The Interpreted sequence of the main trends and methods of the realization to constructive unification for turbo-alternator with air system of the cooling for the reason, optimize the size mass- parameters, without increase level to labors content in production.

Введение.

При оптимизации массогабаритных параметров и эффективности использования материалоемкости конструкции, [1, 2], турбогенератора (ТГ) важно установить степень трудоемкости изготовления будущего турбоагрегата. Основными технологическими операциями, используемых при изготовлении ТГ, безусловно, являются: литье (цветное и черное), механическая обработка (мелких и крупных деталей), штамповка, сварочные работы и др. В зависимости от уровня технической оснащённости предприятия вышеупомянутые технологические операции имеют свою трудоемкость, [3]. Кроме того, степень трудоемкости производства деталей современных ТГ функционально связана с показателями основных габаритов и, как следствие, с массой турбогенератора. Так, например, для интенсификации воздушной системы охлаждения турбогенераторов увеличивают рабочую площадь теплообменников (воздухоохладителей) и диаметр рабочего колеса центробежного вентилятора, что влечет за собой увеличение габаритов торцевой зоны ТГ в целом. Такие изменения в конструкции сопровождаются увеличением степени трудоемкости производства деталей и узлов ТГ.

Основной материал.

Технологичность конструкции – это залог качества будущей электрической машины, обеспечивающий минимизацию затрат на ее изготовление и наибольшую экономическую эффективность в эксплуатации. Она также подтверждает соблюдение технических, производственных и социальных требований, предъявляемых к турбогенераторам. Технологичность конструкции – комплексное понятие, учитывающее требования всех стадий технологического процесса. Объективная оценка технологичности конструкции может быть определена с помощью показателей

стандартизації, уніфікації, преемственности, повторяемости, а также показателей, характеризующих ее трудоемкость, материалоемкость, себестоимость и др. [4].

Трудоемкости вновь спроектированной конструкции в производстве, чаще всего, рассчитывается по методу подобия путем сравнения с освоенными в производстве конструктивно-подобными деталями:

$$\tau \approx \tau_n \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{G}{G_n}\right)^2}, \quad (1)$$

где τ – трудоемкость изготовления детали спроектированной конструкции;

τ_n – то же подобной детали, освоенной производством;

G – чистый вес детали спроектированной конструкции, в кг;

G_n – чистый вес подобной детали уже освоенной производством, в кг.

Как видно из выражения (1), зависимость уровня трудоемкости от массы конструкции изделия (в нашем случае – турбогенератора) нелинейна и применима только в случае существования конструктивно подобных турбогенераторов.

В связи с необходимостью оптимизации массогабаритных параметров конструкций современных турбогенераторов для повышения их конкурентоспособности, трудоемкость конструкции по методу относительной трудоемкости определяется на основании данных трудоемкости, приходящейся на единицу веса изделия однотипных существующих конструкций (нормо-час/тонну).

$$\text{Относительная трудоемкость} = \frac{\text{трудоемкость изделия}}{\text{вес изделия}}. \quad (2)$$

Зная вес вновь спроектированной конструкции и трудоемкость в нормо-часах, приходящую на 1 т веса однотипной конструкции, находят, укрупнено, ее общую трудоёмкость:

$$T_{\text{общ}} = G \cdot t, \quad (3)$$

где $T_{\text{общ}}$ – общая трудоемкость вновь спроектированной конструкции, нормо-час;

G – чистый вес конструкции, в т;

t – относительная трудоемкость однотипной конструкции, в нормо-час/т.

Общая трудоемкость, определяемая данным методом, позволяет сравнивать вновь спроектированные конструкции с существующими и принимать решения для уменьшения ее трудоемкости в процессе проектирования.

На предприятиях, при оценке рентабельности конструкций турбогенераторов, используют показатель стандартизации, который определяют по параметрам:

1) Y – отношением суммарного количества « n » унифицированных деталей в машине к их общему количеству N ;

2) Y' – отношением суммарного количества унифицированных наименований деталей в машине « n » к общему количеству наименований деталей N ;

3) Y_W – отношением веса всех унифицированных деталей в машине « g » к общему весу машины G ;

4) Y_T – отношением суммарной трудоемкости изготовления унифицированных деталей t к общей трудоемкости машины T .

Каждый из этих показателей характеризует степень унифицированности изделий: первые два говорят о количестве унифицированных показателей, но не дают представления об их весе и трудоемкости; вторые два определяют весовые характеристики и характеристики трудоемкости показателей унификации. Оценка уровня унификации будет более всесторонней, если учитывать в одном показателе все

четыре коэффициента. Поэтому используем зависимость:

$$Y_k = \frac{g \cdot C_s + t \cdot h}{G \cdot C_z + T \cdot h}, \quad (4)$$

где g – вес унифицированных деталей, т;
 C_s – средняя стоимость единицы веса материалов и унифицированных деталей, у.е;
 t – трудоемкость изготовления унифицированных деталей, нормо-час/т;
 h – средняя стоимость одного нормо-часа;
 G – вес электрической машины, т;
 C_z – средние затраты на изготовление единицы веса электрической машины, у.е;
 T – трудоемкость изготовления всей конструкции, нормо-час/т.

Согласно данным ГП «Электротяжмаш» (г. Харьков, Украина), в среднем в турбогенераторе (ТГВ-300-2-У3) около 18000 конструктивных элементов, из которых 6800 являются унифицированными и весят 115 т, при полном весе машины $G \approx 280$ т; трудоемкость изготовления всех деталей турбогенератора $T = 4500$ нормо-часов, а трудоемкость изготовления унифицированных деталей $t = 1500$ нормо-час; стоимость одной тонны материала по унифицированным деталям (C_s) в среднем равна $70 \cdot 10^3$ у.е., по машине в целом (C_z) – $60 \cdot 10^3$ у.е., стоимость одного нормо-часа (h) по заводу равна – $15 \cdot 10^3$ у.е.

Остальные параметры конструкций ТГ с воздушной системой охлаждения приведены в табл., где обозначено: P_A – активная мощность; D_1 – наружный диаметр сердечника статора; l_1 – длина сердечника статора; D_2 – диаметр ротора; l_2 – длина бочки ротора; G – масса ТГ; N – количество деталей.

Таблица

Некоторые параметры конструкций ТГ с воздушной системой охлаждения

Тип турбогенератора	P_A , кВт	Статор		Ротор		G , кг	N
		D_1 , мм	l_1 , мм	D_2 , мм	l_2 , мм		
ТА-80	80000	2020	3370	990	3400	160000	14400
ТА-100	100000	2154	3720	990	3750	185000	16200
ТА-120	120000	2800	3370	1200	3400	210000	17100
ТА-140	140000	2800	3370	1200	3400	240000	17460
ТА-160	160000	2800	4000	1200	4050	305000	18540
ТА-220	220000	2800	4970	1200	5000	327000	18900
ТА-325	325000	2800	6070	1200	6100	385000	19800
ТА-360	360000	3300	6100	1800	6250	410000	21600

В первом приближении проведем расчет усредненного показателя стандартизации ТГ и оценку уровня унификации его изготовления, рассчитав показатели:

$$Y = \frac{n}{N} = \frac{6800}{18000} = 0,38; \quad Y_w = \frac{g}{G} = \frac{115}{280} = 0,41; \quad Y_T = \frac{t}{T} = \frac{1500}{4500} = 0,33;$$

$$Y_k = \frac{g \cdot C_s + t \cdot h}{G \cdot C_z + T \cdot h} = \frac{(115 \cdot 70 \cdot 10^3) + (1500 \cdot 15 \cdot 10^3)}{(280 \cdot 60 \cdot 10^3) + (4500 \cdot 15 \cdot 10^3)} = 0,36.$$

Т.е. турбогенератор имеет 36 % унифицированных, относительно легких и мало трудоемких деталей (их вес составляет, согласно данным ГП «Электротяжмаш», 41 % от общего веса, а трудоемкость изготовления – только 36 % от трудоемкости

изготовления всех деталей турбогенератора). При проектировании новой конструкции ТГ необходимо будет сравнить значения его коэффициентов унификации с показателями ранее изготавливаемых турбогенераторов.

Для более полной оценки уровня стандартизации вновь спроектированного турбогенератора следует рассчитать следующие показатели:

- коэффициент применяемости деталей и узлов;
- коэффициент повторяемости деталей и узлов;
- комплексный коэффициент стандартизации деталей и узлов.

Эффективность унификации на стадии подготовки производства выражается в снижении трудоемкости проектных работ и сокращении сроков разработки технической документации. Последовательность основных направлений, область применения и методы осуществления конструктивной унификации при производстве турбогенераторов приведены на рис., [5].

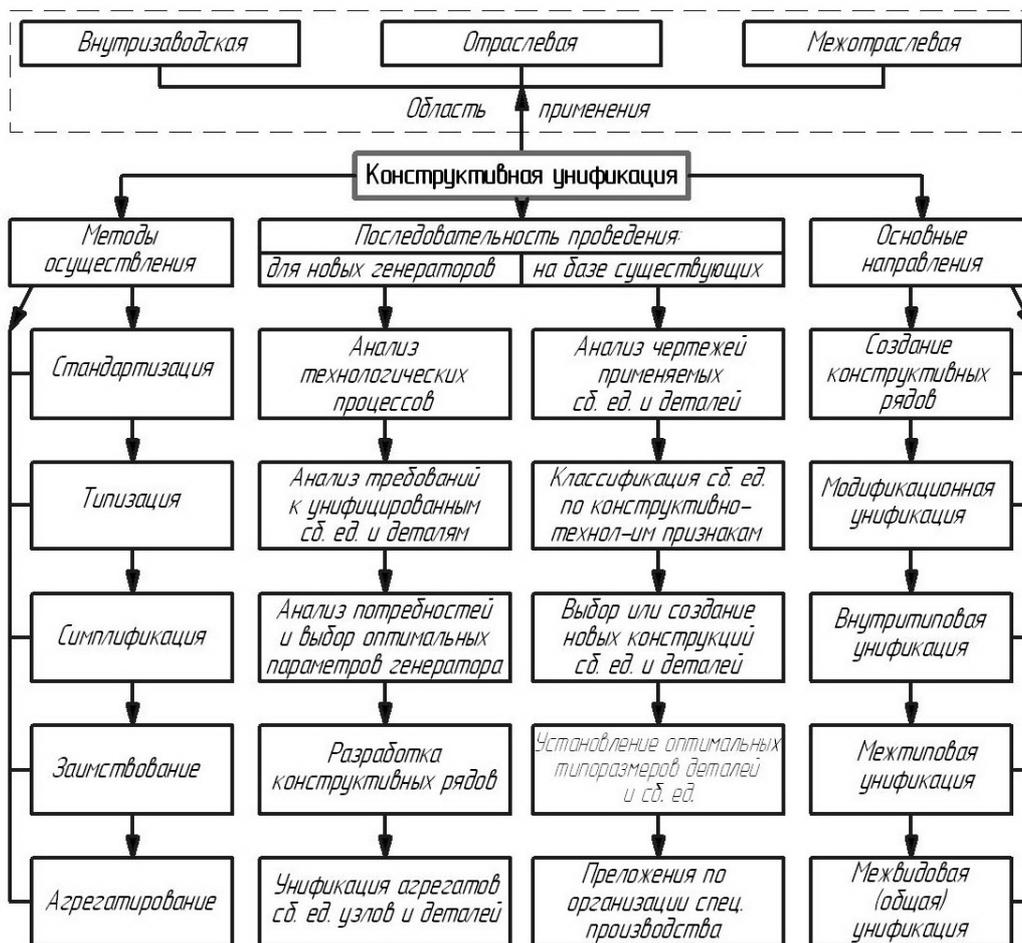


Рис. Область применения и основные направления конструктивной унификации

Данная структурная схема справедлива для любой электромеханической конструкции и не зависит от уровня оснащенности предприятия.

На основании проведенного обзора аналитических средств анализа, сформулируем предварительный, перечень мероприятий направленных на повышение уровня технологичности конструкции ТГ:

– обеспечение дифференцированного ряда сортamentos заготовок/профилей (поковка, лист, круг, шестигранник, труба, швеллер, прутки и т.д.), материала на складе либо отделе снабжения предприятия;

– использование современного парка станков термической и механической обработки, с высоким показателем экономичности расходного материала на деталь;

– разработка (выбор) оптимальной геометрии детали, изготавливаемой штамповкой, путем критичного анализа конструкторской документации и технологического процесса предприятия;

– выполнение сварочных работ с сокращением времени работ и объема расходных материалов, путем эффективного расчета механических напряжений в узле и определения запаса прочности свариваемого шва (например, методом конечных элементов);

– на основании многогранного анализа малоответственных элементов конструкции исключить использование поковок в пользу обычной листовой стали.

Выводы:

1 Уровень трудоемкости производства конструкции современных турбогенераторов в незначительной степени зависит от серийности выпуска деталей, однако имеет жесткую зависимость от массогабаритных показателей конструкции.

2 Параметрическая связь уровня трудоемкости производства конструкции с показателями массы турбогенератора имеет не линейную зависимость и предварительно определяется только в первом приближении и только с учетом информации о технологичности подобных конструкций освоенных в производстве.

3 Одним из эффективных способов сбалансировать уровень трудоемкости производства конструкции турбогенераторов является унификация деталей и узлов в рамках выпуска серийного ряда машин.

4 Относительная симметрия конструкции машины (торцевые зоны, подшипники, система охлаждения и др.) позволит эффективно осуществить унификацию элементов конструкции, снижая трудоемкость ее производства и оптимизировать показатели веса и габаритов турбогенератора.

5 Развитая дифференциация стандартизированных деталей в сочетании с эффективным сортаментом профилей материалов-заготовок в разы повысит коэффициент использования конструкционного материала и заметно уменьшит степень трудоемкости и временные рамки производства турбогенераторов.

Список литературы: 1. Кузьмин, В.В. Об оптимальном использовании материалов и снижении массогабаритных показателей торцевой зоны неактивных частей турбогенераторов [Текст] / В.В. Кузьмин, В.В. Шевченко, А.Н. Минко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2011. – № 6. – С. 106-112. – ISSN 2078-774X. 2. Кузьмин, В.В. Эффективная компоновка неактивной части турбогенератора – основное средство оптимизации массогабаритных параметров турбогенератора [Текст] / В.В. Кузьмин, В.В. Шевченко, А.Н. Минко // Проблемы машиностроения. – 2011. – № 1. – С. 3-8. 3. Битунов, В.В. Технологическая оснащенность производства машин [Текст] / В.В. Битунов, Е.М. Удлер, Е.Г. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1976. – 151 с., ил. 4. Коневский, П.М. Экономичность проектируемой конструкции [Текст] / П.М. Коневский. – Красноярск: Машиностроение, 1976. – 143 с., ил. 5. Кац, Г.Б. Техничко-экономический анализ и оптимизация конструкций машин [Текст] / Г.Б. Кац, А.П. Ковалев. – М.: Машиностроение, 1981. – 213 с., ил.

© Минко А.Н., Кузьмин В.В., Шевченко В.В., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.039: 533.6

О.В. КОШЕЛЬНИК, канд. техн. наук; с.н.с. ІПМаш НАН України, Харків;
Н.А. ЧОРНА, канд. техн. наук; н.с. ІПМаш НАН України, Харків

РОЗРОБКА ТА АНАЛІЗ СХЕМ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ВОДНЕВИХ ЕНЕРГОПЕРЕТВОРЮЮЧИХ УСТАНОВОК

Проанализированы схемы энергопреобразующих установок с применением термосорбционного компрессора с водородной турбиной для утилизации теплоты отходящих газов, что способствует повышению эффективной мощности и КПД установок, а также снижению удельного расхода топлива на единицу мощности.

Проаналізовано схеми енергоперетворюючих установок із застосуванням термосорбційного компресора з водневою турбіною для утилізації теплоти газів, що відводяться, що сприяє підвищенню ефективної потужності й ККД установок, а також зниженню питомої витрати палива на одиницю потужності.

Diagrams of power installations of thermosorption compressor with hydrogen turbine for utilization of exhaust gases have been analyzed. The effective capacity and efficiency of plants and lower specific fuel consumption per unit of capacity has been increased.

Дослідження з водневої енергетики в промислово-розвинених країнах відносяться до пріоритетних напрямків розвитку науки і техніки та знаходять усе більшу фінансову підтримку з боку як державних, так і комерційних структур. Результати розробок останніх років та загострення екологічних проблем визначають як основні напрямки розвитку нового ринку водневих технологій в найближчій перспективі, так і загальні для всіх країн напрямки науково-дослідних робіт у даній області. Це, насамперед, технології виробництва, транспортування, зберігання й розподілу рідкого та стислого водню, водневі автомобілі, водневі системи енергозабезпечення на основі паливних елементів і потужні водневі енергоустановки паротурбінного циклу, металогідридні технології акумуляування й очищення водню, розробка та створення елементів водневої інфраструктури [1, 2]. В теперішній час в рамках крупних міжнародних і національних проєктів створюються основні елементи інтегрованих систем енергозабезпечення на базі водневих технологій і відновлюваних енергоресурсів. У ряді країн вже приймаються рішення про практичну реалізацію водневих систем паливо- та енергозабезпечення в близькій перспективі на регіональних рівнях. Але незважаючи на це, залишається ще невирішеним широке коло питань, пов'язаних з розробкою та експлуатацією водневого енерготехнологічного обладнання. Тому, дослідження, спрямовані на подальше удосконалення водневих технологій, є на сьогоднішній час досить актуальними.

Відомо, що в замкнених циклах енергетичних установок термодинамічна ефективність в значній мірі залежить від властивостей робочого тіла (його атомності, молекулярної маси й т.д.). Ефективність застосування той чи іншої речовини як робочого тіла у цьому випадку також залежить від значення газової сталої R , що й зумовлює використання газів з малою молекулярною масою [3]. Тому використання водню в якості робочого тіла в теплоенергетичних установках є більш переважним, ніж багатоатомних газів. Це відкриває перспективи створення вискоелефективних енергоустановок з турбоперетворювачами, які мають ряд значних переваг в порівнянні з традиційними газотурбінними установками (ГТУ).

При створенні інфраструктури для водневої енергетики слід розглянути

можливість застосування металогідридної термохімічної технології при одержанні, транспортуванні, зберіганні і енерготехнологічній переробці водню. Для стиснення водню в подібних схемах можливо використовувати й традиційні механічні компресори. Але в такому випадку для перетворення теплоти в потенційну енергію стисненого газу необхідно здійснити додаткове перетворення теплоти в механічну роботу, що супроводжується значною втратою працездатності. Витрати енергії на стиск у термосорбційному компресорі практично не залежать від ступеня підвищення тиску π . У механічному компресорі навпроти, з ростом ступеня підвищення тиску відбувається значне зростання енергії, що витрачається на стиснення робочого тіла. У діапазоні $\pi < 20$ має місце перевищення витрат енергії в термосорбційному компресорі, а в іншому випадку ($20 < \pi < 100$) – в механічному. Але при цьому варто мати на увазі те, що ТСК використовує низькопотенційне тепло з високим ступенем термодинамічної досконалості. Тобто енергія, що підводиться у формі теплоти в процесі термохімічного стиску, перетворюється в роботу з ефективністю, рівною перетворенню теплоти в механічну енергію в циклі Карно в тому ж інтервалі температур.

Максимальну ефективність має цикл із ізотермічним розширенням робочого тіла якщо температура процесу більше температури десорбції, тобто $T_{із} > T_{дес}$. Крім того, для цього циклу характерним є мінімальна кількість робочого тіла, що циркулює в контурі. Це призводить до скорочення металоемності й габаритів основних елементів теплоутилізаційних установок на базі металогідридних ТСК. Схеми енергоперетворюючої установки з використанням водню в якості робочого тіла наведено на рис. 1.

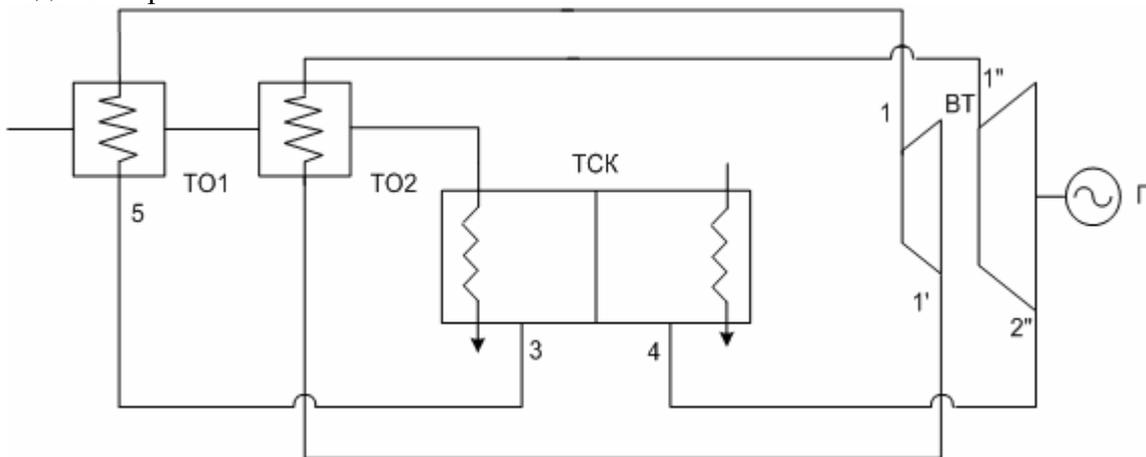


Рис. 1. Схеми утилізаційної водневої газотурбінної установки з термосорбційним компресором

Теплота димових газів в теплообмінному апараті (ТО) передається стислому водню і «гарячій» стороні термосорбційного компресора (ТСК). Процес нагрівання водню відбувається до температурного рівня T_1 , а в турбогенераторі ВТ здійснюється його розширення до тиску P_2 . Після цього водень низького тиску подається на «холодну» сторону компресора, де здійснюється процес сорбції водню металогідридом. Даний процес супроводжується виділенням певної кількості теплоти, яку необхідно відводити. Процес же стиску водню до значення P_1 здійснюється на «гарячій» стороні ТСК.

Для визначення ефективності водневого циклу розглянемо роботу вищенаведеної схеми при наступних умовах: температура димових газів на вході – 553 К; масова витрата газів $M_r = 70$ кг/с. Температура газів на виході складає

383 К. Кількість теплоти, що передається силовому контуру – $Q_T = 12,7$ МВт. Розглянемо роботу термосорбційного компресора, у якому використовується гідрид $\text{LaNi}_5\text{H}_{6,7}$. Умови на вході в ТСК наступні: $P_3 = 0,2$ МПа, $T_3 = 298$ К. Теплота фазового переходу металогідриду $q_s = 15,5$ МДж/кг. Ступінь підвищення тиску в компресорі $P_5/P_3 = 10$, що відповідає тиску на виході $P_2 = 2,0$ МПа. Температура в точках 4 і 5 в області «ізотермічного плато» $T_4 = T_5 = 371$ К, максимальна температура $T_1 = 563$ К.

Для підвищення ефективності установки можливо використати схему із проміжним нагріванням робочого тіла при розширенні в турбіні, а також регенерацію теплоти. Схема з регенерацією теплоти припускає наявність мінімум двох теплообмінних апаратів ТО1 і ТО2. У теплообміннику водень, що частково розширився, з параметрами P_2 і T_2 нагрівається до температури T_1 , а потім розширюється у циліндрі низького тиску турбіни. У іншому регенератору нагрівається водень, що після сорбційного компресора направляється в турбіну. Введення проміжного підігріву при тиску $P = 0,5$ МПа для даної схеми дозволяє збільшити теоретичну потужність водневої турбіни до 2925 кВт. Із зростанням температури від 523 до 723 К значення η_c зменшується на 4,75 %, хоча приріст значення $\Delta\eta_c$ у порівнянні із системою без утилізації теплоти збільшується.

Схема комбінованої ГТУ з використанням водневої турбіни та ТСК наведена на рис. 2.

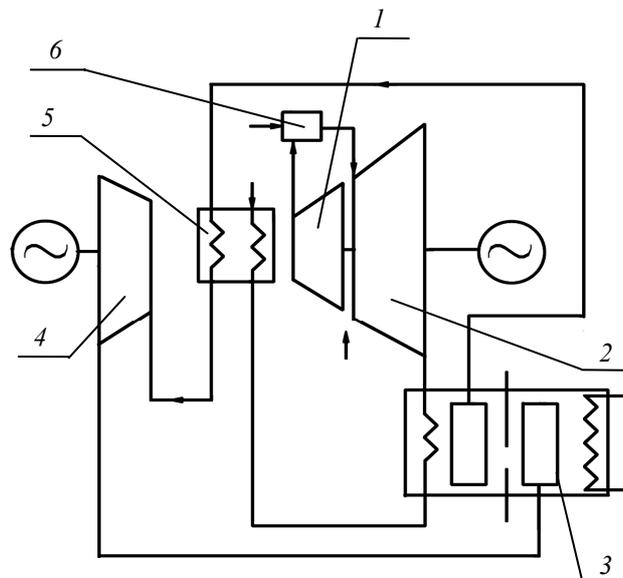


Рис. 2. Схема енергетичної установки для здійснення бінарного воднево-газотурбінного циклу:
 1 – компресор; 2 – газова турбіна; 3 – ТСК;
 4 – воднева турбіна; 5 – теплообмінник; 6 – камера згоряння

На рис. 3 представлено розрахункові значення ефективної потужності (суцільні криві) і ККД (штрихові криві) для комбінованої установки, що включає в себе газову і водневу турбіни з ТСК, залежно від ступеня утилізації теплоти μ викидних газів і ступеня стиснення водню $\pi_{\text{тск}}$ в термосорбційному компресорі. Параметри повітря після компресора і викидних газів ГТУ без регенерації наступні: температура повітря – 600 і 730 К, температура газів – 920 і 730 К відповідно.

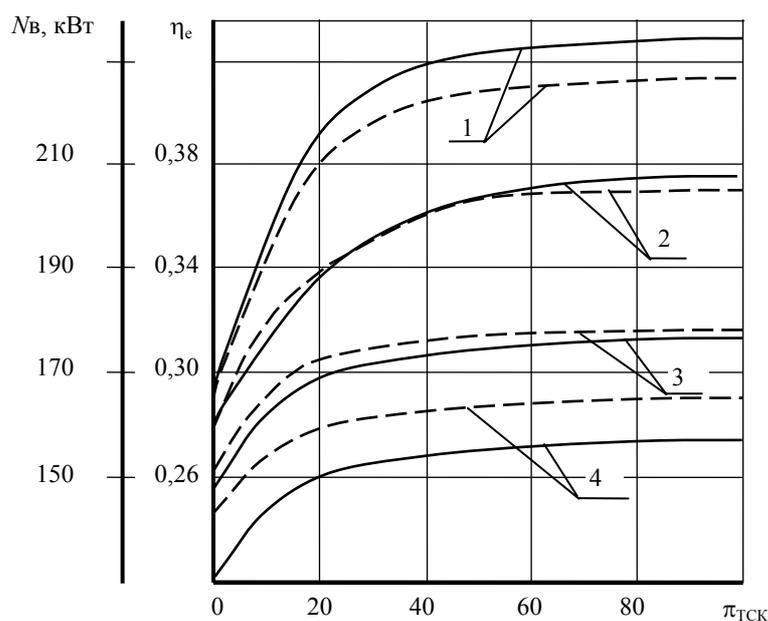


Рис. 3. Залежність техніко-економічних показників комбінованої ГТУ від ступеня стиснення водню в ТСК

Представлені результати свідчать, що утилізація теплоти відпрацьованих газів ГТУ у водневому контурі із ТСК та водневою турбіною при значеннях $\mu = 0,75$ і $\pi_{тск} = 30$ дозволяє підвищити ефективну потужність установок відповідно на 50 і 25 %, а ефективний ККД – на 40 і 18 %.

Основною величиною, що характеризує токсичність теплового двигуна, є контрольний параметр викидів шкідливих речовин з відпрацьованими газами. При регенерації теплоти відпрацьованих газів ГТУ температура повітря на вході в камеру згоряння досягає 500–800 К. Це призводить до росту температури горіння й інтенсифікації процесу утворення оксидів азоту в камері згоряння. Застосування замкнутого контуру ТСК замість регенераторів теплоти відпрацьованих газів знижує температуру повітря на вході в камеру згоряння до 450–500 К, що позитивно позначається на характеристиці токсичності газів з погляду емісії оксидів азоту.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що застосування в даних схемах термосорбційного компресора з водневою турбіною для утилізації теплоти викидних газів буде сприяти істотному підвищенню ефективної потужності й ККД установок, і як наслідок зниженню питомої витрати палива на одиницю потужності. Крім того, включення водневого контуру із ТСК у схему поліпшує такий важливий показник роботи енергоперетворюючих систем, як питомий викид токсичних речовин.

Список літератури: 1. Шалимов, Ю.Н. Проблемы применения водорода в энергетике [Текст] / Ю.Н. Шалимов, В.И. Кудряш, А.Л. Гусев [и др.] // ISJAEE. – 2005. – № 7. – С. 21-28. 2. Соловей, В.В. Развитие водородгидридной техники и технологии [Текст] / В.В. Соловей, В.М. Кошельник, Ю.Ф. Шмалько, А.В. Кошельник // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2006. – № 1. – С. 31-37. 3. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: справочник: под общ. ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. – М.: Химия, 1989. – 672 с.

© Кошельник О.В., Чорна Н.А., 2012
Надійшла до редколегії 05.02.12

УДК 563.2: 539.3

Ю.А. МАЛАЯ, ассистент НМетАУ, Днепропетровск

А.И. ГУБИН, канд. техн. наук; доц. ДНУ им. О. Гончара, Днепропетровск

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЛАЗЕРНОГО НАГРЕВА ТЕЛ С ПОКРЫТИЯМИ НА ОСНОВЕ НЕЛИНЕЙНОГО ГИПЕРБОЛИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ

Разработаны нелинейные математические модели лазерного нагрева тел с покрытиями на основе гиперболического уравнения теплопроводности, в которых поглощение энергии лазерного излучения в зависимости от параметров импульса описывается объемным или поверхностным источником тепла. Приближенным аналитическим методом решения нелинейных краевых задач для систем гиперболических уравнений теплопроводности рассчитаны температурные поля и сравнены с температурными полями, полученными на основе соответствующих линейных моделей.

Розроблені нелінійні математичні моделі лазерного нагріву тіл з покриттями на основі гіперболічного рівняння теплопровідності, в яких поглинання енергії лазерного випромінювання в залежності від параметрів імпульсу описується об'ємним або поверхневим джерелом тепла. Наближеним аналітичним методом розв'язку нелінійних крайових задач для систем гіперболічних рівнянь теплопровідності обчислені температурні поля та порівняні з температурними полями, що отримані на основі відповідних лінійних моделей.

The nonlinear mathematical model of laser heating of bodies with coatings has been developed on the basis of the hyperbolic heat conduction equation in which the absorption of laser energy, depending on the parameters of the pulse is described by the volume or surface source of heat. Calculated temperature fields by approximate analytical method for solving nonlinear boundary problems for hyperbolic systems of equations of thermal conductivity, and temperature fields are compared with those obtained on the basis of the corresponding linear models.

В настоящее время развитие промышленности требует повышения надежности и долговечности выпускаемых изделий. Как известно, эффективность, долговечность и надежность деталей и узлов систем и механизмов в значительной степени определяются их поверхностными свойствами. Учитывая это, разработка методов модифицирования поверхностных слоев материалов и изделий является актуальной задачей для развития новых современных технологий. Широкое применение различных методов нанесения защитных покрытий на металлические поверхности открыло новые возможности придания применяемым металлам и сплавам высоких, недостижимых ранее свойств, что обеспечивает возможность решения задач экономии металлов, восстановления изношенных поверхностей, продления срока службы изделий [1–4].

Среди методов последующей обработки покрытий после нанесения основное место занимают методы обработки поверхности концентрированными потоками энергии, которые позволяют модифицировать поверхностные слои для достижения более высоких физико-механических свойств, стойкости против окисления и коррозии. Наиболее распространенным методом обработки материалов концентрированными потоками энергии является обработка лазерным излучением.

Интенсификация процессов нагрева тел, а также широкий диапазон изменения температур приводит к необходимости учета конечной скорости распространения тепла и зависимости теплофизических и оптических характеристик от температуры [4–6]. Следовательно, математическое моделирование процессов нагрева тел с покрытиями при лазерном воздействии на основе обобщенного закона теплопроводности и с учетом температурной зависимости теплофизических, оптических характеристик, и также

разработка приближенных аналитических методов решения нелинейных краевых задач для систем гиперболических уравнений теплопроводности являются актуальными.

Целью работы является построение нелинейных математических моделей нагрева тел с покрытиями лазерным излучением на основе гиперболического уравнения теплопроводности, в которых поглощение энергии лазерного излучения в зависимости от параметров импульса описывается объемным или поверхностным источником тепла, а также сравнение температурных полей, полученных на основе этих моделей с температурными полями, полученными на основе соответствующих линейных моделей.

Энергия лазерного излучения поглощается в тонком поверхностном слое согласно закону Бугера [4]. В случае, когда толщина прогреваемого слоя значительно больше толщины слоя, в котором поглощается энергия лазерного излучения, поглощение энергии моделируется поверхностным источником тепла. Если же, толщина прогреваемого слоя соизмерима с толщиной слоя, в котором поглощается энергия лазерного излучения, то поглощение энергии лазерного излучения моделируется объемным источником тепла. Толщина прогреваемого слоя определяется параметрами импульса и теплофизическими характеристиками обрабатываемого материала.

Рассмотрим задачу о лазерном нагреве тела с покрытием. Предположим, что радиус пятна нагрева намного больше глубины проникновения тепла, поэтому задача может быть рассмотрена в одномерном приближении. Теплофизические характеристики материалов покрытия и основы являются заданными функциями температуры. Времена релаксации тепловых потоков примем постоянными. В начальный момент времени температура в системе является постоянной и равна T_0 , а скорость изменения температуры равна нулю. Плотность потока энергии лазерного излучения является заданной функцией времени. На внешних границах заданы граничные условия второго рода. Тепловой контакт на стыке слоев считается идеальным. Тогда в случае, если рассматривается поверхностное поглощение, математическая модель процесса теплопроводности в обрабатываемом лазерным излучением двухслойном материале включает в себя нелинейные однородные дифференциальные уравнения теплопроводности

$$\tau_{r,1} \frac{\partial}{\partial t} \left(c_1(T_1) \rho_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial t} \right) + c_1(T_1) \rho_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \right), \quad S_0 < x < S_1, \quad (1)$$

$$\tau_{r,2} \frac{\partial}{\partial t} \left(c_2(T_2) \rho_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial t} \right) + c_2(T_2) \rho_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \right), \quad S_1 < x < S_2, \quad (2)$$

$$0 < t \leq t_k,$$

которые дополняются начальными условиями:

$$T_v(x,0) = T_0, \quad (3)$$

$$\left. \frac{\partial T_v(x,t)}{\partial t} \right|_{t=0} = 0, \quad (4)$$

$$S_{v-1} \leq x \leq S_v, \quad v = 1, 2,$$

граничными условиями:

$$-\lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_1} = \left(A_1(T_1)q_0(t) + \tau_{r,1} \frac{\partial(A(T_1)q_0(t))}{\partial t} \right) \Big|_{x=S_1}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_2} = 0, \quad 0 < t \leq t_k, \quad (6)$$

и граничными условиями на стыке слоев:

$$T_2(S_1, t) = T_1(S_1, t), \quad (7)$$

$$\begin{aligned} & \lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_1} + \tau_{r,2} \frac{d}{dt} \left(\lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \right) \Big|_{x=S_1} = \\ & = \lambda_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_1} + \tau_{r,1} \frac{d}{dt} \left(\lambda_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \right) \Big|_{x=S_1}, \quad 0 < t \leq t_k. \end{aligned} \quad (8)$$

В случае, когда рассматривается объемное поглощение, математическая модель процесса теплопроводности в обрабатываемом лазерным излучением двухслойном материале состоит из нелинейных дифференциальных уравнений

$$\begin{aligned} & \tau_{r,1} \frac{\partial}{\partial t} \left(c_1(T_1) \rho_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial t} \right) + c_1(T_1) \rho_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \right) + \\ & + A_1(T_1)q_0(t)\alpha_1 e^{-\alpha_1 x} + \tau_{r,1} \alpha_1 e^{-\alpha_1 x} \frac{\partial(A_1(T_1)q_0(t))}{\partial t}, \quad S_0 < x < S_1, \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} & \tau_{r,2} \frac{\partial}{\partial t} \left(c_2(T_2) \rho_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial t} \right) + c_2(T_2) \rho_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \right), \quad S_1 < x < S_2, \quad (10) \\ & 0 < t \leq t_k, \end{aligned}$$

начальных условий:

$$T_v(x,0) = T_0, \quad (11)$$

$$\frac{\partial T_v(x,t)}{\partial t} \Big|_{t=0} = 0; \quad (12)$$

$$S_{v-1} \leq x \leq S_v, \quad v = 1, 2,$$

граничных условий:

$$\frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_1} = 0, \quad (13)$$

$$\frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_2} = 0, \quad 0 < t \leq t_k, \quad (14)$$

и граничных условий на стыке слоев:

$$T_2(S_1, t) = T_1(S_1, t), \quad (15)$$

$$\lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_1} + \tau_{r,2} \frac{d}{dt} \left(\lambda_1(T_1) \frac{\partial T_1(x,t)}{\partial x} \right) \Big|_{x=S_1} =$$

$$= \lambda_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \Big|_{x=S_1} + \tau_{r,1} \frac{d}{dt} \left(\lambda_2(T_2) \frac{\partial T_2(x,t)}{\partial x} \right) \Big|_{x=S_1}, \quad 0 < t \leq t_k, \quad (16)$$

где $T_v(x,t)$ – поля температур; $\lambda_v(T_v)$ – коэффициенты теплопроводности; $c_v(T_v)$ – теплоемкости; $\rho_v(T_v)$ – плотности веществ; $\tau_{r,v}$ – времена релаксации теплового потока; v – номер слоя ($v = 1$ для покрытия, $v = 2$ для основы); t – текущее время; t_k – длительность импульса лазерного излучения; x – пространственная координата; S_v – координаты границ слоев ($S_0 = 0$); $A_1(T_1)$ – поглощательная способность материала покрытия; α_1 – коэффициент поглощения материала покрытия; $q_0(t)$ – плотность потока энергии лазерного излучения.

Для решения задач (1)–(8), (9)–(16) применялся приближенный аналитический метод, сочетающий метод пространственно-временных квадрантов и операционный метод [7].

Согласно этому методу каждый из прямоугольников $[S_{v-1}, S_v] \times [0, t_k]$ разбивается двумя семействами параллельных прямых $x = x_i$, $i = \overline{i_{v-1} + 1, i_v - 1}$ и $t = t_j$, $j = \overline{1, M - 1}$ на прямоугольники $[x_{i-1}, x_i] \times [t_{j-1}, t_j]$, ($i = \overline{i_{v-1} + 1, i_v}$, $j = \overline{1, M}$). Здесь $x_{i_v} = S_v$, $i_0 = 0$, $i_v = \sum_{r=1}^v N_r$, $N = i_2$, $v = 1, 2$, N_v – количество слоев на которые разбивается v -ый слой.

В каждом из полученных прямоугольников соответствующее нелинейное гиперболическое уравнение теплопроводности заменяем линейным уравнением. На внешних границах и на стыке слоев нелинейные условия заменяются линейными на каждом временном промежутке $[t_{j-1}; t_j]$. На сторонах прямоугольников, принадлежащих прямым $x = x_i$ ($i = \overline{i_{v-1} + 1, i_v - 1}$, $v = 1, 2$) также задаются линейные условия идеального теплового контакта, а на сторонах прямоугольников, принадлежащих прямым $t = t_j$ ($j = \overline{1, M - 1}$), выполняются условия равенства температур и производных от температуры по времени.

Таким образом, на каждом промежутке по времени $t_{j-1} \leq t \leq t_j$ получаем линейную задачу теплопроводности для многослойной пластины, причем эти задачи необходимо решать последовательно от 1-го до M -го промежутка. Аналитические решения таких задач получены операционным методом в работах [2, 8, 9].

На основе предложенного метода были проведены расчеты полей температур при лазерном нагреве тела с покрытием. В качестве материала покрытия был взят молибден, температурные зависимости свойств которого имеют вид [4]:

$$\lambda(T) = 173,8 - 9,20 \cdot 10^{-2} \cdot T + 4,29 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 7,59 \cdot 10^{-9} \cdot T^3, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$c(T) = 216,7 + 0,103 \cdot T - 6,8 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 2,01 \cdot 10^{-8} \cdot T^3, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)};$$

$$\rho(T) = 1,02 \cdot 10^4 - 3,8 \cdot 10^{-2} \cdot T, \text{ кг/м}^3;$$

$$A(T) = 0,99 \cdot 10^{-4} \cdot T.$$

В качестве материала основы была взята сталь 40X, температурные зависимости свойств которой имеют вид [4]:

$$\lambda(T) = 40,62 + 0,013 \cdot T - 4,847 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 2,405 \cdot 10^{-8} \cdot T^3, \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)};$$

$$c(T) = 364,726 + 0,407 \cdot T - 1,048 \cdot 10^{-4} \cdot T^2, \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К)};$$

$$\rho(T) = 7,918 \cdot 10^4 - 0,32 \cdot T, \text{ кг/м}^3.$$

Начальная температура системы принималась равной 300 К. Плотность потока энергии лазерного излучения задавалась функцией времени $q_0(t) = q_{\max} \sin \frac{\pi t}{t_k}$.

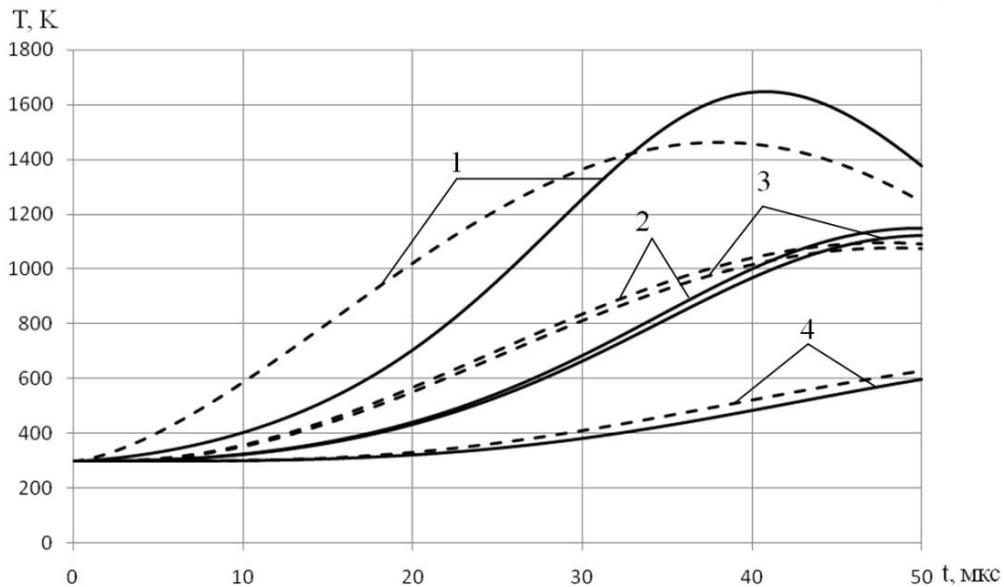


Рис. 1. Изменение температуры во времени:
1 – при $x = 0$; 2 – при $x = 0,025$ мм; 3 – при $x = 0,0255$ мм; 4 – при $x = 0,04$ мм

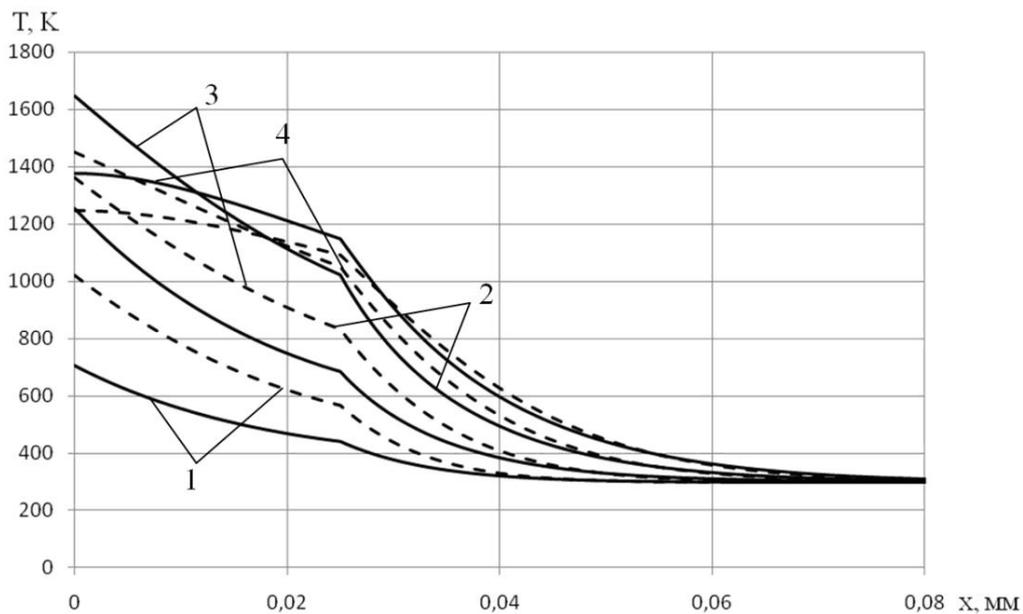


Рис. 2. Распределение температуры в системе:
1 – при $t = 20$ мкс; 2 – при $t = 30$ мкс; 3 – при $t = 40,8$ мкс; 4 – при $t = 50$ мкс

Первый расчет был проведен при $q_{\max} = 3,7 \cdot 10^{10}$ Вт/м² на основе метаматематической модели (1)–(8), так как при такой величине максимальной

плотности потока энергии толщина прогретого слоя значительно больше толщины слоя, в котором поглощается излучение.

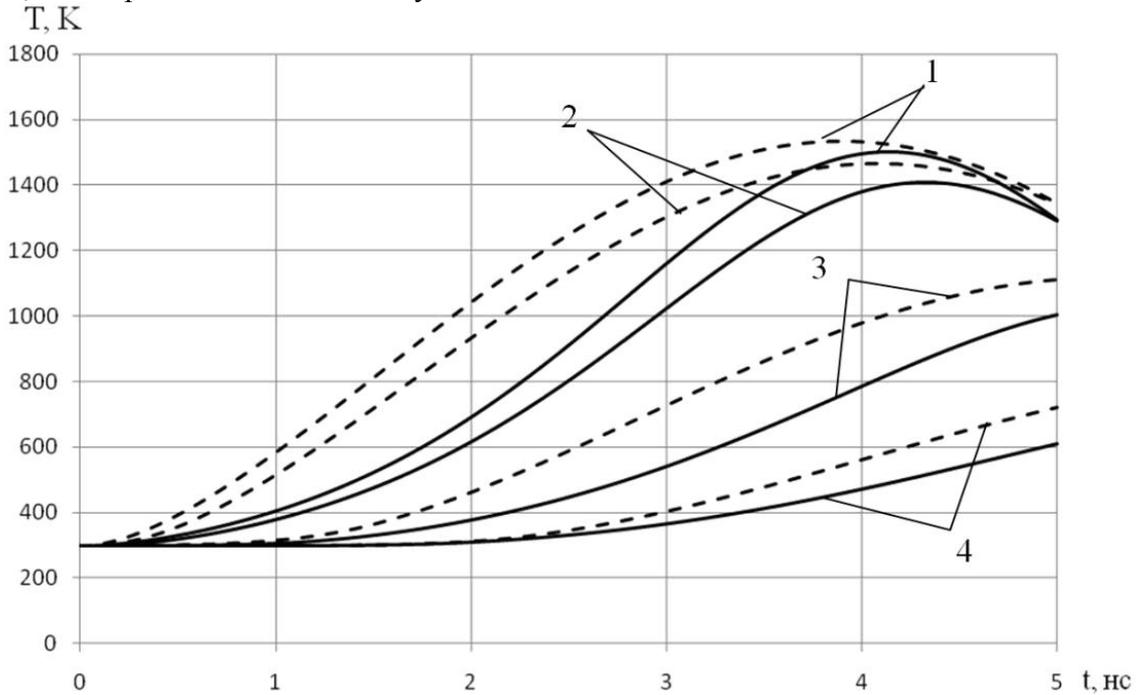


Рис. 3. Изменение температуры во времени:
1 – при $x = 0$; 2 – при $x = 0,1$ мкм; 3 – при $x = 0,4$ мкм; 4 – при $x = 0,5$ мкм

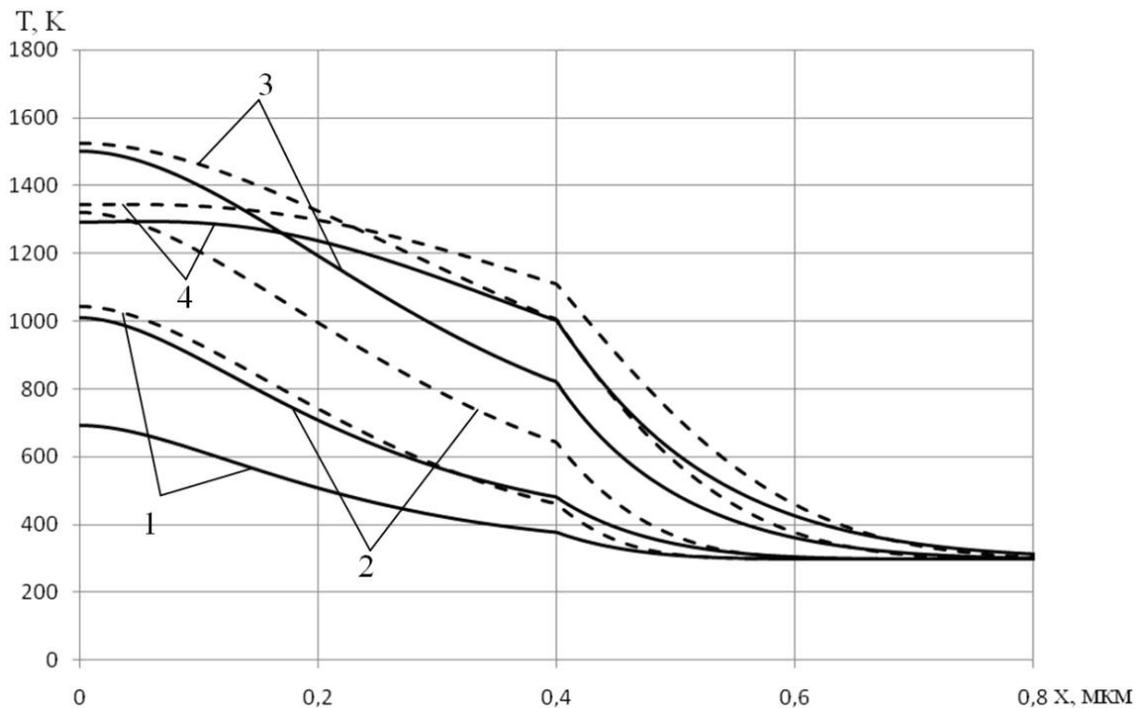


Рис. 4. Распределение температуры в системе:
1 – при $t = 4,14$ нс; 2 – при $t = 5$ нс; 3 – при $t = 2$ нс; 4 – при $t = 2,7$ нс

Толщина покрытия принималась $S_1 = 0,025$ мм, общая толщина системы выбиралась $S_2 = 0,1$ мм. Длительность импульса лазерного излучения $t_k = 50$ мкс. Результаты этого расчета приведены на рис. 1 и рис. 2.

Второй расчет проводился при $q_{\max} = 0,5 \cdot 10^{13}$ Вт/м² на основе метаматематической модели (9)–(16), так как при такой величине максимальной плотности потока энергии лазерного излучения толщина прогретого слоя сравнима по порядку с толщиной слоя, в котором поглощается энергия лазерного излучения.

Толщина покрытия для этого расчета принималась $S_1 = 0,4$ мкм, общая толщина системы выбиралась $S_2 = 0,8$ мкм. Длительность импульса лазерного излучения $t_k = 5$ нс. Результаты расчета представлены на рис. 3 и рис. 4.

На рис. 1–4 сплошные линии соответствуют решениям нелинейных задач, а штриховые линии – решениям соответствующих линейных задач. Решения линейных задач были получены при среднеинтегральных значениях теплофизических и оптических характеристик, которые для молибдена и стали задавались следующие:

молибден: $\bar{\lambda} = 121$ Вт/(м·К); $\bar{c\rho} = 2,744 \cdot 10^6$ Дж/(м³·К); $\bar{A} = 0,098$;

Ст. 40X: $\bar{\lambda} = 33,8$ Вт/(м·К); $\bar{c\rho} = 4,605 \cdot 10^6$ Дж/(м³·К).

Существенное различие температурных полей, полученных в работе на основе предложенных нелинейных математических моделей лазерного нагрева тел с покрытиями и соответствующих линейных моделей (рис. 1–4) указывает на необходимость учета зависимости теплофизических и оптических характеристик материалов от температуры.

Построенные нелинейные математические модели лазерного нагрева тел с покрытиями на основе гиперболического уравнения теплопроводности дают возможность повысить точность расчета температурных полей при выборе режимов обработки тел концентрированными потоками энергии.

Список литературы: 1. Черненко, В.С. Променеві методи обробки [Текст]: навч. посібник / В.С. Черненко, М.В. Кіндрачук, О.І. Дудка. – К.: Кондор, 2008. – 166 с. 2. Мала, Ю.А. Математичне моделювання теплових процесів поверхневого зміцнення двошарових елементів конструкцій [Текст] / Ю.А. Мала // Системні технології. – Т. 2(67). – Дніпропетровськ, 2010. – С. 60-66. 3. Мала, Ю.А. Поверхнєве зміцнення металів висококонцентрованими потоками енергії [Текст] / Ю.А. Мала // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Вип. 3(25), Т. 2. – ПолтНТУ, 2009. – С. 131-136. 4. Рыкалин, Н.Н. Лазерная обработка материалов [Текст] / Н.Н. Рыкалин, А.А. Углов, А.Н. Кокора. – М.: Машиностроение, 1975. – 296 с. 5. Самарский, А.А. Вычислительная теплопередача [Текст] / А. А. Самарский, П.Н. Вабищевич. – М.: Эдиториал, 2003. – 784 с. 6. Кудинов, В.А. Аналитические решения задач тепломассопереноса и термоупругости для многослойных конструкций [Текст] / В.А. Кудинов, Э.М. Карташов, В.В. Калашников – М.: Высш. шк., 2005. – 430 с. 7. Губин, А.И. Математическое моделирование тепловых процессов при лазерной обработке материалов на основе нелинейного гиперболического уравнения теплопроводности [Текст] / А.И. Губин, Ю.А. Малая // Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика: збірник наукових праць. – Вип. 3. – Дніпропетровськ: Нова ідеологія, 2011. – С. 72-85. 8. Веселовський, В.Б. Математичне моделювання теплопровідності для складених тіл з урахуванням узагальненого закону Фур'є [Текст] / В.Б. Веселовський, Ю.А. Мала, А.В. Сяєв // Вестник Херсонского национального технического университета. – Херсон, 2009. – С. 141-146. 9. Веселовский, В.Б. Математическое моделирование тепловых процессов при поверхностном упрочнении элементов конструкций [Текст] / В.Б. Веселовский, Ю.А. Малая, А.И. Губин, В.И. Ляшенко // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: «Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2011. – № 5. – С. 121-128. – ISSN 2078-774X.

© Малая Ю.А., Губин А.И., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

УДК 621.05

К.А. ПОЛУШКИН, магистр НТУ «ХПИ»

К ВОПРОСУ СИНТЕЗА СХЕМ ГИДРОПНЕВМОАГРЕГАТОВ

Описывается разработанный автором алгоритм безраздельной декомпозиции уравнения по двум переменным с выбором рациональной схемы разложения. Алгоритм разрешает исключить перебор схемных решений и избрать наиболее приемлемую схему только по виду остаточных функций, который можно получить вследствие разложения данной функции за формулой Шеннона. Применение алгоритма продемонстрировано на конкретном примере.

Описується розроблений автором алгоритм безроздільної декомпозиції рівняння по двом змінним з вибором раціональної схеми розкладання. Алгоритм дозволяє виключити перебір схемних рішень та обрати найбільш прийнятну схему тільки по виду залишковим функціям, що можна отримати внаслідок розкладання даної функції за формулою Шеннона. Застосування алгоритму продемонстровано на конкретному прикладі.

The algorithm of undivided decomposition of equations by two variables with the choice of the rational scheme of decomposition developed by the author is described. The algorithm allows to eliminate the surplus of scheme decisions and choose the most acceptable scheme only according to the form of remaining functions that can be got as a result of decomposition of this function after the Shannon's formula. Application of the algorithm is shown on the concrete example.

Введение. Впервые метод безраздельной декомпозиции с использованием распределительной аппаратуры был предложен в [1]. Основан на разложении функции по двум переменным с использованием одного распределителя для реализации функции разложения. Появление многофункциональных модулей [2–4] предопределило развитие данного метода, что нашло отражение в работах [5, 6].

Целью данной статьи является описание разработанного автором алгоритма безраздельной декомпозиции уравнения по двум переменным с выбором рациональной схемы разложения по виду остаточных функций, исключающий перебор схемных решений.

Основная часть. Главными критериями являются:

- 1) Минимальное число аппаратов в схеме.
- 2) Наименьшее количество пневмолиний.

Выбраны три схемы [1, 3, 4] для безраздельной декомпозиции функции (см. рис. 1) по двум переменным в соответствии с формулой Шеннона:

$$f = \bar{x}_i \bar{x}_j f_0(0,0) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1) + x_i \bar{x}_j f_2(1,0) + x_i x_j f_3(1,1).$$

Автор рассматривает случаи, когда переменные разложения x_i и x_j имеют прямые значения.

Функция входов и остаточные функции для соответствующих схем приведены в табл.

Для выбора рационального алгоритма в каждом конкретном случае введем понятие «заполненной» функции.

Пусть есть некоторая функция y , для реализации которой требуется n аппаратов.

Если после прибавления к этой функции или умножения на нее какой-либо переменной x полученное выражение требует для реализации минимум $(n + 1)$ аппарат, т.е. на один больше исходной, то данная функция y будет называться «заполненной».

Функция входов и остаточные функции

Функция входов	Остаточные функции
$y = (\bar{x}_i + x_j)a + x_i\bar{x}_j b$ (см. рис. 1а)	$b = f_2(1,0); a = \bar{x}_j f_0(0,0) + x_i f_3(1,1) + \bar{x}_i x_j f_1(0,1)$
$y = (\bar{x}_i\bar{x}_j + x_i x_j)d + \bar{x}_i x_j c + x_i\bar{x}_j b$ (см. рис. 1б)	$b = f_2(1,0); c = f_1(0,1); d = \bar{x}_i f_0(0,0) + x_i f_3(1,1)$
$y = \bar{x}_i\bar{x}_j a + \bar{x}_i x_j b + x_i\bar{x}_j c + x_i x_j d$ (см. рис. 1в)	$a = f_0(0,0); b = f_1(0,1); c = f_2(1,0); d = f_3(1,1)$

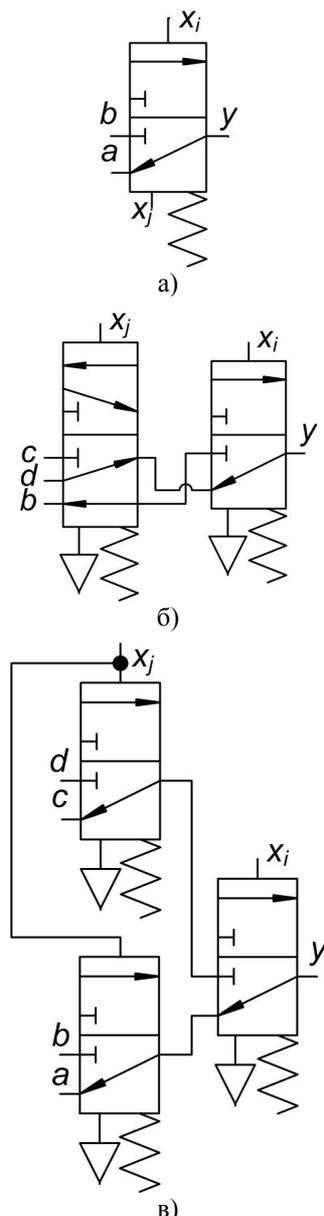


Рис. 1. Схемы безраздельной декомпозиции функции

Если число аппаратов для реализации не изменится (останется n), то функция y будет «незаполненной».

Простые «заполненные» функции:

- 1) x_1 – переменная.
- 2) Функция вида $\bar{x}_1 A + x_1 B$ (A и B – некоторые функции).
- 3) Функция вида $(\bar{x}_1 + x_2)A + x_1\bar{x}_2 B$, где A и B – некоторые функции.

Отдельно стоит рассмотреть выражение, которое в одних случаях является «заполненным», а в других – «незаполненным»:

$$x_1 x_2 \dots x_n + x'_1 x'_2 \dots x'_m + \dots, n = 2k, m = 2t,$$

где k, t – натуральные числа.

Если это выражение прибавляется к некоторой функции, то его следует считать «незаполненным»; если домножается на функцию, то «заполненным».

Определим «заполненность» сложной функции. Любую функцию можно представить как сумму или произведение простых. При этом нужно провести факторизацию логических уравнений.

Если количество простых «заполненных» функций, входящих в состав данной функции, – число нечетное, то функция будет «заполненной»; если же – число четное, то «незаполненной».

Выбор алгоритма безраздельной декомпозиции функции для реализации схемы с минимальным количеством элементов. Как было отмечено выше, при количестве повторяющихся переменных $n \geq 2$ остаточные функции $f_0(0,0), f_1(0,1), f_2(1,0), f_3(1,1)$ находятся по формуле Шеннона.

Исследования автора показали, что выбор схемы (см. рис. 1) не зависит от функции $f_2(1,0)$.

Рассмотрим, какие значения могут принимать остаточные функции:

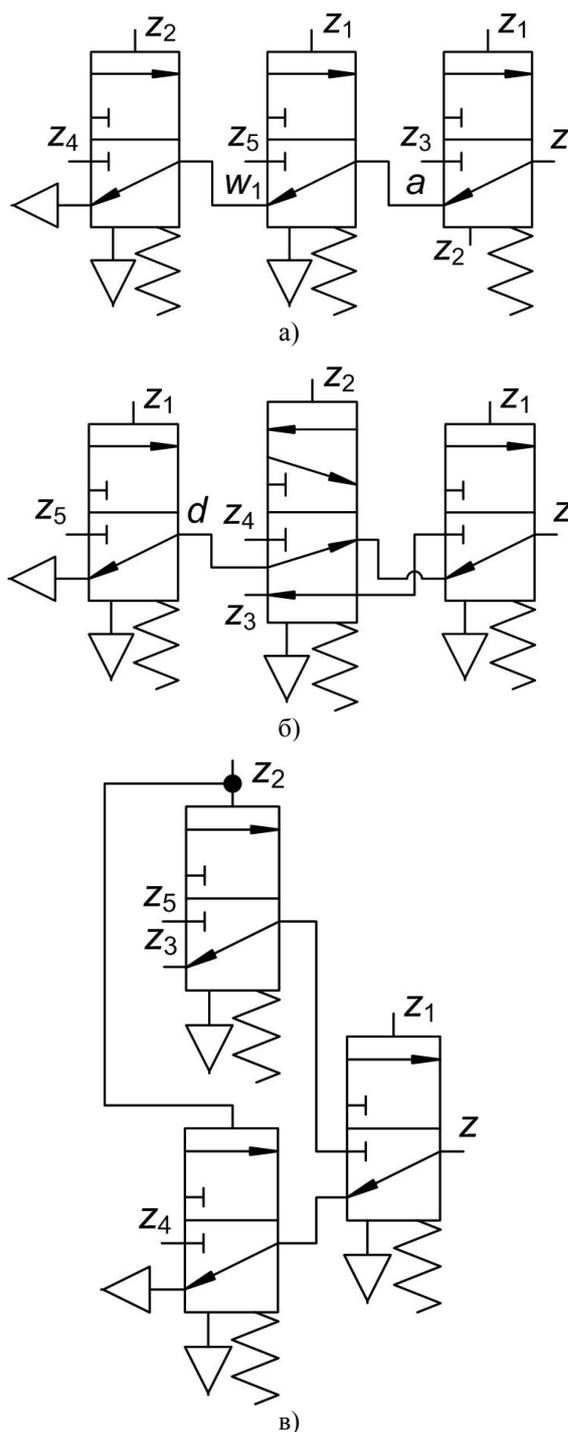


Рис. 2. Схемы реализации функции z

$$f_0(0,0), f_1(0,1), f_3(1,1).$$

1 $f_0 = f_3$. Используется схема *a* или *б*.

2 $f_0 \neq f_3$.

2.1 $f_1 = f_3$ ($f_1 = f_0$).

При выполнении какого-либо из условий:

а) f_0 – «незаполненная»;

б) f_3 – «незаполненная»;

в) $f_1 = 0$;

г) $f_0(f_3) = 0$,

применяется схема *a*.

2.2 $f_0(f_3) = 0$.

Если при этом:

а) f_1 – «незаполненная», то применяется схема *a*;

б) f_1 – «заполненная» и $f_3(f_0)$ – «незаполненная», то применяется схема *б*.

2.3 $f_1 = 0$.

Если при этом выполняется какое-либо из условий:

а) f_0 – «незаполненная»;

б) f_3 – «незаполненная»;

в) функции имеют вид $f_0 = x$, $f_3 = \bar{x}$;

г) функции имеют вид $f_0 = \bar{x}_1 + x_2$, $f_3 = x_1\bar{x}_2$ или наоборот, то применяется схема *a*.

Во всех остальных случаях следует использовать схему *в*.

Пусть задано уравнение в минимальной дизъюнктивной нормальной форме в виде:

$$z = z_1\bar{z}_2z_3 + \bar{z}_1z_2z_4 + z_1z_2z_5.$$

Проведем декомпозицию данного уравнения. Поскольку переменные \tilde{z}_1 и \tilde{z}_2 входят во все слагаемые (здесь волнистой линией показано как прямое, так и инверсное значение переменной), то в

качестве переменных разложения целесообразно выбрать $x_i = z_1$ и $x_j = z_2$.

Определим остаточные функции от разложения:

$$f_0(0,0) = 0; f_1(0,1) = z_4; f_2(1,0) = z_3; f_3(1,1) = z_5.$$

В данном случае $f_0 \neq f_3$, $f_0 = 0$, поэтому в соответствии с пунктом 2.2 алгоритма определяем тип остаточных функций f_1 и f_3 . Очевидно, что они обе «заполненные».

Значит, ни одно из указанных в текущем пункте условий не выполняется и рациональной будет схема разложения v (см. рис. 1).

Проверить это можно, построив схемы всеми тремя способами (см. рис. 2).

Для схемы a определим остаточные функции a и b :

$$b = z_3; a = z_1 z_5 + \bar{z}_1 z_2 z_4.$$

Функцию a реализуем методом отдельной декомпозиции:

$$w_1 = z_2 z_4; a = z_1 z_5 + \bar{z}_1 w_1.$$

Для схемы b найдем остаточные функции d , c и b :

$$b = z_3; d = z_1 z_5; c = z_4.$$

Для схемы v определим остаточные функции d , a , c и b :

$$a = 0; b = z_4; c = z_3; d = z_5.$$

Все полученные схемы состоят из трех распределителей, однако наименьшее число пневмолиний содержит схема v .

Список литературы: 1. Черкашенко, М.В. Автоматизация синтеза логических схем устройств управления системами пневмо- и гидроприводов [Текст] / М.В. Черкашенко // Приборы и системы управления. – 1983. – № 8. – С. 20–21. 2. Cherkashenko, M. Universal devices for building pneumatic control circuits for industrial robots and automatic Machines [Text] / M. Cherkashenko // Soviet engineering research (Great Britain). – 1985. – V5, N2. – P. 29-31. 3. Черкашенко, М.В. Многофункциональный пневматический логический модуль [Текст] / М.В. Черкашенко. – А.С. СССР № 1015365. – Оpubл. в Б.И. – № 16. – 1983. 4. Черкашенко, М.В. Многофункциональный пневматический логический модуль [Текст] / М.В. Черкашенко. – А.С. СССР № 1140109. – Оpubл. в Б.И. – № 6. – 1984. 5. Cherkashenko, M. Synthesis of schemes of hydraulic and pneumatic automation [Text] / M. Cherkashenko // International Fluid Power Symposium in Aachen, Germany. 20-22 March. 2006. – Fundamentals. The report N1. – P. 147-154. 6. Черкашенко, М.В. Синтез схем гидропневмоавтоматики [Текст] / М.В. Черкашенко // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2011. – №1. – С. 113-118.

© Полушкин К.А., 2012
Поступила в редколлегию 22.02.12

УДК 62-714

В.М. КОШЕЛЬНИК, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХП»;
Ю.В. ШУЛЬГІН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХП»;
О.І. ГЛИНЬКО, магістр НТУ «ХП»

ДОСЛІДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ ТЕРМООБРОБКИ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ВИРОБІВ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ РІЗНИХ ВИДІВ ЕНЕРГОНОСІЇВ

Рассмотрен вопрос тепловлажностной обработки бетона с применением таких енерноносителей как: водяной пар, смесь дымовых газов и окружающего воздуха, а также электропрогрев. Проводится сравнение и выбор энергоносителя с точки зрения как энергетических, так и экономических показателей.

Розглянуто питання тепловологої обробки бетону із застосуванням таких енергоносіїв як: водяна пара, суміш димових газів і навколишнього повітря, а також електронагрів. Проводиться порівняння й вибір енергоносія з погляду як енергетичних, так й економічних показників.

The problem of heat and humidity treatment of concrete with the use of such eneronositeley as water vapor, a mixture of flue gases and ambient air, and electric heating. A comparison and choice of energy source in terms of both energy and economic indicators.

Вступ. Постановка задачі в загальному вигляді. Бетон є одним з основних будівельних матеріалів. З метою прискорення процесу отримання готових залізобетонних конструкцій та економії фінансово-часових затрат бетон піддається тепловій обробці.

Процеси теплової обробки роблять істотний вплив на якість і собівартість виробів, які виробляють підприємства. Тому проведення теплотехнічного аналізу щодо теплової обробки у діючих апаратах при застосуванні різноманітних теплових агентів є цілком виправданим та актуальним завданням насамперед у сучасних економічних умовах з теперішніми цінами на енергоносії [1].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Відомо багато систем класифікації установок для тепловологої обробки залізобетонних виробів. Наприклад, періодичної та безперервної дії. До періодичної дії відносять: ямні та тунельні камери, автоклави, касетні установки, камери з підігріванням у полі індукційного струму і т.д. Безперервної дії – це такі як: тунельні, щілеві, вертикальні камери, пакетировщики, камери прокатних станів та ін. [2]. Але найбільший інтерес викликає термообробка у касетних теплових установках, які є найбільш уніфікованими з точки зору застосування різних теплоносіїв.

Сьогодні широко застосовується теплообробка за допомогою енергоносіїв таких, як: водяна пара, гаряча вода та мастило, суміш димових газів і навколишнього повітря (димонагрів), електронагрів, електропрогрів та ін. [3, 4]. Але найбільш розповсюдженими та доступними на підприємствах на сьогодні є водяна пара, продукти згоряння органічного палива та електричний струм. Тому аналіз проводився насамперед з цими теплоносіями.

Невирішена частина проблеми. Рівномірність теплової обробки в касетах дозволяє досягти розпалубочної міцності через 12 годин і тим самим збільшити оборотність до 2 разів на добу. У зв'язку з незначною площею відкритої поверхні бетону в касетах допускається висока швидкість підвищення температури. Режим теплової обробки залежить від виду бетону та виробу і визначається за технологічними

нормами. Наприклад, для стінової панелі $6,06 \times 2,53 \times 0,14$ м з бетону марки 200 та об'ємною масою 2000 кг/м^3 він наступний: підвищення температури до $(90-95) \text{ }^\circ\text{C}$ – триває біля 4 годин, ізотермічна витримка при температурі $(90-95) \text{ }^\circ\text{C}$ – біля 4 годин та охолодження (теплоносій не піддається) – біля 4 годин (рис. 1). Весь цикл теплової обробки виробів триває 12 годин [4].

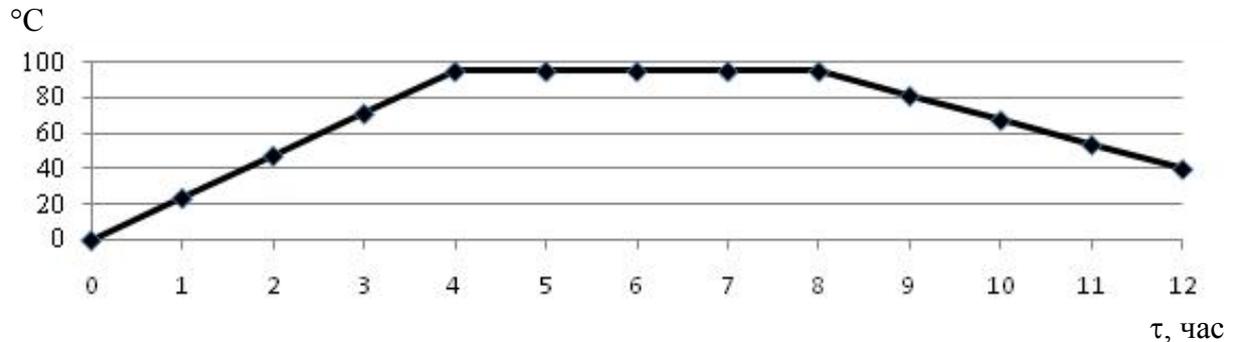


Рис. 1. Графік тепловологісної обробки залізобетонних виробів

Мета роботи. За допомогою розрахунків та практичних даних дослідити, який теплоносій є найбільш прийнятним з точки зору як енергетичних, так і економічних показників. Зокрема, розглядається та порівнюються три енергоносії для теплової обробки залізобетонних виробів, а саме: тепла обробка у касетних установках з паронагрівом, нагрівом продуктами згоряння природного газу та електронагрівом.

Викладення основного матеріалу. Дослідження проводились на базі касетної установки (рис. 2), яка використовується на «Публічному акціонерному товаристві «Курязький домобудівний комплекс», що виготовляє залізобетонні панелі різного призначення, з яких, зокрема, будуються цілі мікрорайони як у самому Харкові, так і за його межами (наприклад мікрорайон «Мобіль» у смт Пісочин, Харківської області).

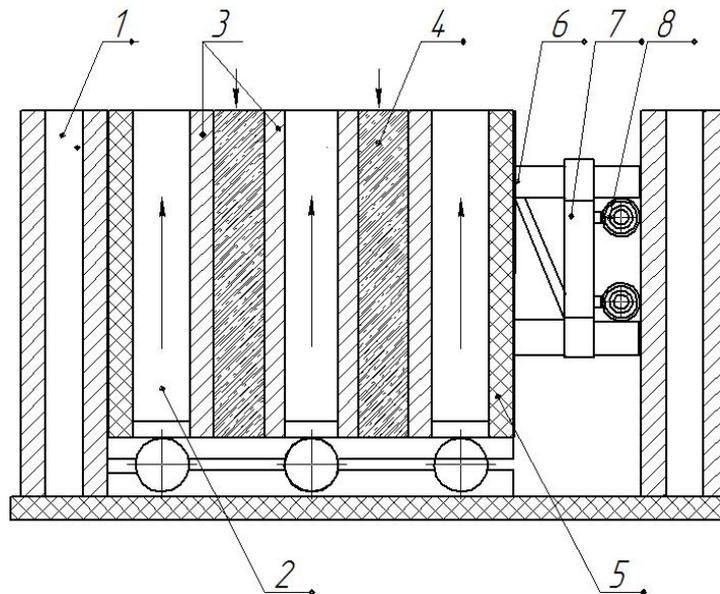


Рис. 2. Схема касетної установки:

- 1 – станина; 2 – відсік для подачі енергоносія; 3 – поділяюча стінка;
 4 – відсіки для формування виробів; 5 – теплоізолюючі стінки; 6 – фіксуючі упори;
 7 – механізм стиску; 8 – приводний механізм

Касетна установка – це пакет, який складається з 2–14 вертикальних форм, в яких відбувається формування бетонних виробів. Форми з обох боків мають відсіки для подачі енергоносія. Основними елементами є: дві крайні пусті стінки – нерухома та пересувна, комплект проміжних стінок, механізм для збирання та розсування форм. Рухома та нерухома стінки всередині розділені продольною перегородкою на два відсіки. Перший (крайній) заповнений теплоізоляційним матеріалом, другий є паровим. Проміжні форми мають також два відсіки, один з яких, робочий, є формою і заповнений бетонною сумішшю, інший – тепловий [5].

Загальною методикою для усіх трьох енергоносіїв було розрахування:

1) Питомої витрати теплоти

$$Q_{\text{пит}} = Q_{\text{уст}}/V_{\text{вир}}, \quad (1)$$

де $V_{\text{вир}}$ – об’єм виробів, що перебувають у тепловій установці, м³;

$Q_{\text{уст}}$ – загальна витрата тепла установкою за цикл, кДж.

2) Витрати теплоти установкою за цикл

$$Q_{\text{уст}} = \Sigma Q_{\text{вир}}i, \quad (2)$$

де $\Sigma Q_{\text{вир}}i$ – витрати тепла за відповідний період термообробки бетону ($i = 1$ – нагрів виробів; $i = 2$ – ізотермічна витримка виробів), кДж.

3) Витрати умовного палива за цикл теплової обробки, кг/цикл

$$B_{\text{ум.п.}} = \eta \frac{B_{\text{пр.г.}} Q_{\text{н}}^{\text{с}}}{Q_{\text{ум.п.}}}, \quad (3)$$

де $B_{\text{пр.г.}}$ – витрата природного газу, нм³;

$Q_{\text{н}}^{\text{с}}$ – нижча теплоутворювальна здатність сухого природного газу, кДж/нм³;

$Q_{\text{ум.п.}}$ – теплоутворювальна здатність умовного палива, кДж/кг;

η – коефіцієнт корисної дії системи теплогенерування.

4) Питома витрата умовного палива на 1 м³ бетону, кг/м³

$$b_{\text{пит}} = B_{\text{ум.п.}}/V_{\text{вир}}, \quad (4)$$

де $B_{\text{ум.п.}}$ – витрати умовного палива за цикл теплової обробки, кг/цикл;

$V_{\text{вир}}$ – об’єм виробів, що перебувають одночасно у тепловій установці, м³.

Отримані результати щодо визначення питомої витрати теплоти на одиницю бетону, витрата теплоти установкою за цикл тепловологісної обробки та питомі витрати умовного палива наведено у таблиці та проілюстровано на рис. 3.

Таблиця

Результати розрахунку

Вид обробки	Питома витрата теплоти, кДж/м ³	Витрата теплоти установки, кДж/цикл	Питома витрата умовного палива, м ³ _{ум.п.} /м ³ _{д.}
паронагрів	347 058	7 912 924	5,13
димонагрів	253336	5 776 051	3,83
електронагрів	201 250	2 809 545	2,6

Розрахунки витрати умовного палива показали, що витрата умовного палива при використанні електронагріву, на 50 % нижча у порівнянні з паронагрівом – найбільшою витратою серед розглянутих нами енергоносіїв.

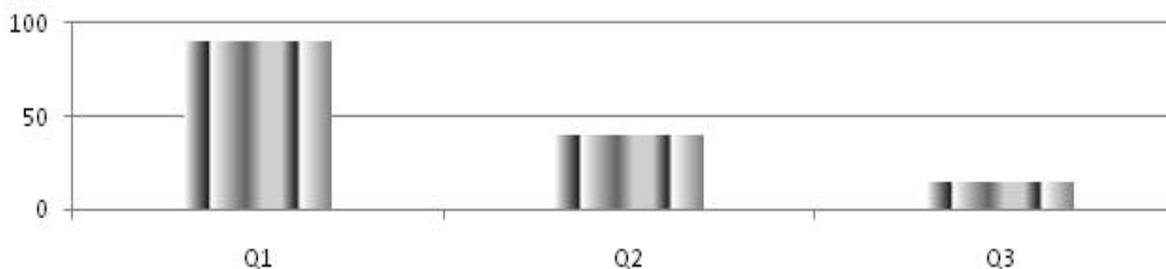


Рис. 3. Кількість теплоти, яку треба підводити у касетних установках до залізобетонних виробів за цикл тепловологісної обробки при застосуванні: водяної пари – Q_1 (паронагрів), продуктів згоряння природного газу – Q_2 (димонагрів) та електричного струму – Q_3 (електронагрів)

Розрахунки собівартості теплової обробки залізобетонної стінової панелі розмірами $6,06 \times 2,69 \times 0,14$ м з використанням різних видів енергоносіїв показали, що собівартість теплової обробки одиниці продукції з паронагрівом складає 1789 грн./плита, димонагрівом – 1335 грн./плита, а з електронагрівом 906 грн./плита.

Висновки.

Проведене дослідження дозволило виявити раціональний енергоносіє для термообробки залізобетонних виробів. Встановлено, що раціональним енергоносієм для тепловологісної обробки залізобетонних виробів у касетній установці з точки зору економічної ситуації є електричний струм з дією електронагріву.

Список літератури: 1. *Торопова, М.В.* Влияние тепловлажностной обработки на структурообразование и эксплуатационные свойства бетона [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Торопова Мария Владимировна. – Иваново, 2002. – 23 с. 2. *Кошельник, В.М.* Основи проектування теплотехнічних установок підприємств промисловості будівельних матеріалів [Текст]: навч. посіб. / В.М. Кошельник, Ю.В. Шульгін, О.В. Кошельник, В.В. Соловей. – Х: НТУ «ХП», 2010. – 200 с. 3. *Баженов, Ю.М.* Технология бетонных и железобетонных изделий [Текст] / Ю.М. Баженов, А.Г. Комар. – М.: Стройиздат, 1984. 4. *Перегудов, В.В.* Тепловые процессы и установки в технологии строительных изделий и деталей [Текст] / В.В. Перегудов, М.И. Роговой. – М.: Стройиздат, 1983. – 420 с. 5. *Безверхий, А.А.* Изменение прочности бетонов во времени [Текст] / А.А. Безверхий // Технологии бетонов. – 2009. – № 5. – С. 24.

© Кошельник В.М., Шульгін Ю.В., Глинько О.І., 2012
Надійшла до редколегії 15.02.12

УДК 621.43.068

В.Ю. БАРАНОВ, канд. техн. наук; доц. Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск

Р.Н. АСТАШОВ, аспирант Восточноукраинского национального университета им. В. Даля, Луганск

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕРМОХИМИЧЕСКОГО РЕАКТОРА КОНВЕРСИИ МЕТАНОЛА

В статье рассмотрена методика расчета термохимического реактора конверсии метанола: расчет параметров греющего теплоносителя (отработавших газов) и количества катализатора; определение размера реактора и коэффициента теплоотдачи в межтрубном пространстве.

У статті розглянута методика розрахунку термохімічного реактора конверсії метанолу: розрахунок параметрів грійючого теплоносія (відпрацьованих газів) і кількості каталізатора; визначення розміру реактора і коефіцієнта тепловіддачі в міжтрубному просторі.

This article is about the method used to calculate thermochemical conversions in methanol reactor: the calculation of the heated thermal medium (exhausted gases) and the amount of catalyst, determination of reactor's size and thermal efficiency (heat emission) of intertubular space.

Применение метанола в качестве основного топлива и добавки к бензину, подтвердило эффективность его влияния на рабочий процесс двигателей. Однако при этом были выявлены такие недостатки метанола, как: трудность запуска холодного двигателя, образование паровых пробок в системе питания при повышенных температурах, сложность получения однородной смеси по цилиндрам, повышенный износ двигателя и уменьшение срока службы масла.

Преодолеть вышеназванные недостатки позволяет способ получения водородсодержащего газа путем конверсии метанола на борту автомобиля с утилизацией теплоты отработавших газов (ОГ) [1, 2].

Наличие в топливе водорода (12,5 % по массе) обеспечивает возможность работы двигателя при обеднении смеси до значений коэффициента избытка воздуха $\alpha = 7,6$ [3]. Ограничение обеднения смеси с целью сохранения полноты сгорания, повышения температуры ОГ целесообразно на уровне $\alpha = 2$, что более чем на порядок снижает выбросы оксидов азота.

Теплоемкость C_p , кДж/(м³·К) компонентов ОГ при температуре t_{OG} находится по таблицам [4]. Объем греющего теплоносителя для тепловых расчетов относят к нормальным условиям

$$V_{н.у} = V_{OG} \frac{P_{OG} \cdot 273}{P_0(273 + t_{OG})}, \quad (1)$$

где t_{OG} – температура ОГ на входе в реактор при работе двигателя на максимальной мощности, К.

Плотность ОГ, кг/м³

$$\rho = \frac{G_{OG}}{V_{н.у}}. \quad (2)$$

Значение средней теплоемкости ОГ определяется по формуле, кДж/(м³·К)

$$C_p^{OG} = \sum C_{p_i} X_i, \quad (3)$$

где X_i – объемные доли компонентов.

Объем катализатора, обеспечивающий требуемый расход продуктов конверсии метанола (ПКМ) $G_{кг}$, л

$$V_K = \frac{1000 f G_{кг} P_0}{\rho_{кг} W P_p}, \quad (4)$$

где $\rho_{кг}$ – плотность ПКМ, кг/м³;
 W – объемная скорость по продуктам конверсии, ч⁻¹;
 P_p – расчетное давление в реакторе конверсии, МПа;
 f – коэффициент, учитывающий вид катализатора [5].

Размеры реактора оцениваются исходя из условия выбора кожухотрубной конструкции реактора.

Если ограничиться длиной катализаторных трубок l (м), определяемой размерами подкапотного пространства автомобиля, то для размещения катализатора понадобится трубок, шт

$$n = \frac{V_K}{\frac{\pi d_{вн}^2 l}{4}}, \quad (5)$$

где $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубок, мм.

Компоновка труб существенно влияет на характер движения теплоносителя и теплоотдачу. При прочих равных условиях теплоотдача в шахматных пучках протекает интенсивнее, чем в коридорных [6].

Катализаторные трубки могут быть вписаны в корпус реактора с площадью поверхности:

$$F_K = 2B \cdot T + 2B \cdot L + 2T \cdot L, \quad (6)$$

где L – длина реактора, м;
 B – ширина реактора, м;
 T – высота реактора, м.

Шаг трубок в пучке принимается [6]:

– по горизонтали $S_1 = 1,3 \cdot d_{нар}$, мм,

– по вертикали $S_2 = S_1/2$, мм.

Приведенный диаметр корпуса реактора, м

$$D_K = \sqrt{\frac{4B \cdot T}{\pi}}. \quad (7)$$

Коэффициент теплоотдачи в трубном пространстве определяется по формуле [6]:

$$\alpha_{ТР} = 0,813 f \frac{\lambda}{d_{вн}} e^{-6 \left(\frac{d_3}{d_{вн}} \right)} \left(\frac{d_3 G_f}{\eta} \right)^{0,9} \left(\frac{Pr}{0,76} \right)^{0,4}, \quad (8)$$

где λ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 $d_{вн}$ – внутренний диаметр трубок, заполненных катализатором, мм;
 d_3 – средний диаметр зерен катализатора, мм;

$$Pr = \frac{1000 C_p \eta}{\lambda} \text{ – число Прандтля;}$$

η – вязкость газа, Па·с;

G_f – расход ПКМ через 1 м² сечения трубок;

f – коэффициент, зависящий от вида катализатора.

Определяем коэффициент теплопроводности продуктов конверсии метанола по формуле

$$\lambda_{см} = \frac{\sum X_i \lambda_i \sqrt[3]{\mu_i}}{\sum X_i \sqrt[3]{\mu_i}}, \quad (9)$$

где μ_i – молекулярная масса компонентов конвертированного топлива;

λ_i – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

Значения этих величин представлены в таблицах [4].

Коэффициент теплопроводности для средней температуры ПКМ, К

$$T_{cp} = \frac{T_{кат}^{min} + T_{кат}^{max}}{2}, \quad (10)$$

определяем по формуле Сутерленда

$$\lambda_T = \lambda_0 \frac{273 + C}{T_{cp} + C} \left(\frac{T_{cp}}{C} \right)^{3/2}, \quad (11)$$

где λ_0 – теплопроводность при нормальных условиях, Вт/(м·К);

C – безразмерный коэффициент, зависящий от рода газа (для H₂C = 89; для CO-C = 1...2).

Теплопроводность газов возрастает с повышением температуры и слабо зависит от давления при росте последнего вплоть до 10 МПа [7].

Диаметр зерна катализатора определяем по формуле:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{6V_K}{\pi}}. \quad (12)$$

Вязкость ПКМ определяем по формуле

$$\eta_{см} = \frac{\mu_{см}}{\sum \frac{X_i \mu_i}{\eta_i}}, \quad (13)$$

где $\mu_{см}$ – мольная масса смеси компонентов, кг/моль;

η_i – вязкость компонентов газа;

μ_i – мольные массы компонентов газа, кг/моль.

Вязкость газов увеличивается с повышением температуры.

Зависимость коэффициента динамической вязкости от температуры выражают эмпирическим уравнением Сутерленда

$$\eta_t = \eta_0 \frac{273 + C}{T_{cp} + C} \left(\frac{T_{cp}}{C} \right)^{3/2}, \quad (14)$$

где η_0 – коэффициент динамической вязкости при нормальных условиях.

Т.к. влияние давления на вязкость газов уменьшается с повышением температуры [7], то вязкость водорода и оксида углерода принимается только с учетом повышения температуры.

Число Прандтля для ПКМ

$$Pr = \frac{1000C_p^{кр} \eta_{см}}{\lambda_{см}}, \quad (15)$$

где $C_p^{кр}$ – теплоемкость ПКМ для полной конверсии метанола при соотношении $H_2:CO = 2:1$, кДж/(кг·К).

Массовая теплоемкость ПКМ при постоянном давлении, кДж/(кг·К)

$$C_p^{кр} = C_p^{H_2} \omega_{H_2} + C_p^{CO} \omega_{CO}, \quad (16)$$

где ω_{H_2} , ω_{CO} – весовые доли компонентов ПКМ, равные

$$\omega_{H_2} = \frac{r_{H_2} \mu_{H_2}}{\mu_{кр}}, \quad \omega_{CO} = \frac{r_{CO} \mu_{CO}}{\mu_{кр}}.$$

Весовой расход ПКМ, приходящийся на 1 м^2 проходного сечения реактора, кг/(с·м²)

$$G_F = \frac{G_{кр}}{\frac{\pi d_{вн}^2}{4} n \cdot 3600}, \quad (17)$$

где n – число трубок в пучке.

Коэффициент теплоотдачи в межтрубном пространстве определяется по формуле [6]

$$\alpha_{MT} = 2,02 \left(\frac{W \lambda_{см}}{l d_3 \cdot 3600} \right)^{1/3}, \quad (18)$$

де W – весовой расход теплоносителя в реакторе, кг/(с·м²);

$\lambda_{см}$ – коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);

l – длина трубок, м;

d_3 – эквивалентный диаметр, м

$$d_3 = \frac{D_K^2 - n d_{нар}^2}{n d_{нар}}. \quad (19)$$

Теплоносителем являются отработавшие газы двигателя [8].

Вязкость ОГ определяем по формуле

$$\eta_{ог} = \frac{\mu_{ог}}{\sum \frac{X_i \mu_i}{\eta_i}}. \quad (20)$$

Теплопроводность ОГ определяем по формуле

$$\lambda_{ог} = \frac{\sum X_i \lambda_i \sqrt[3]{\mu_i}}{\sum X_i \sqrt[3]{\mu_i}}, \quad (21)$$

где μ_i – молекулярная масса компонентов ОГ.

По формуле Сутерленда определяем вязкость и теплопроводность компонентов ОГ:

$$\eta_i = \eta_{0i} \frac{273 + C}{T_{\text{ОГ}} + C} \left(\frac{T_{\text{ОГ}}}{C} \right)^{3/2}; \quad (22)$$

$$\lambda_i = \lambda_{0i} \frac{273 + C}{T_{\text{ОГ}} + C} \left(\frac{T_{\text{ОГ}}}{C} \right)^{3/2}. \quad (23)$$

Коэффициент теплопередачи определяется по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ТР}}} + \frac{\sigma_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}}}, \quad (24)$$

где $\sigma_{\text{СТ}}$ – толщина стенки трубки, м;

$\alpha_{\text{ТР}}$ – коэффициент теплопроводности в трубном пространстве, Вт/(м·К);

$\lambda_{\text{СТ}}$ – коэффициент теплопроводности для стали, Вт/(м·К).

Выводы:

1 Благодаря предложенной методике расчета термохимического реактора конверсии метанола можно рассчитать основные параметры реактора и определить пути дальнейших исследований по совершенствованию процесса теплообмена и конструкции последнего.

2 Т.к. исследования подтверждают эффективность использования ПКМ в качестве топлива для улучшения топливной экономичности, то предложенная методика расчета поможет в дальнейшем создавать эффективные конструкции теплообменных аппаратов.

Список литературы: 1. Исследование и совершенствование рабочего процесса поршневого ДВС при частичной конверсии топлива: отчет по НИР / Ворошиловградский машиностроительный институт; рук. В.А. Звонов; исполн. В.К. Балакин, В.И. Черных, В.Ю. Баранов. – Ворошиловград, 1988. – № ГР 01880007586. – Инв. № 02.8900219916 2. *Саби́ров, Ж.М.* Газификация и конверсия автомобильных топлив [Текст] / Ж.М. Саби́ров. – Ташкент: Фан, 1984. – 96 с. 3. *Inagaki, T.* Combustion and emission of gaseous fuel from reformed methanol in automotive engine [Text] / T. Inagaki, T. Hirota, Z. Ueno // Proceedings of the Alcohol Fuels Technology 3-rd International Symposium, Asilomar CA. – 1979. 4. *Иссерлин, А.С.* Основы сжигания газового топлива [Текст] / А.С. Иссерлин. – Л.: Недра, 1987. – 336 с. 5. *Siminieeanu, J.* Modelarea reactorului de reformare primara a metanolului [Text] / J. Siminieeanu, C. Calistru // Met. Sec. sti. Acad. RSR. – 1980. – Т. 43, № 1. – Р. 219-250. 6. *Бажан, П.И.* Справочник по теплообменным аппаратам [Текст] / П.И. Бажан, Г.Е. Каневец, В.М. Селиверстов. – М.: Машиностроение, 1989. – 365 с. 7. *Дубовкин, Н.Ф.* Справочник по углеводородным топливам и их продуктам сгорания [Текст] / Н.Ф. Дубовкин. – М.-Л. Госэнергоиздат, 1962. – 288 с. 8. *Шатров, Е.В.* Рабочий процесс гидридного аккумулятора водорода при использовании тепла отработавших газов двигателя [Текст] / Е.В. Шатров, В.М. Кузнецов и др. // Автомобильная промышленность. – 1982. – № 4. – С. 5.

© Баранов В.Ю., Асташов Р.Н., 2012
Поступила в редколлегию 15.02.12

CONTENTS

**POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT**

Shvetsov V.L., Kozheshkurt I.I., Drozdov R.A.

540...600 MW NEW-GENERATION TURBINES FOR UNITS OF THERMAL POWER PLANTS SUPPLIED BY OJSC «TURBOATOM» FOR REPLACEMENT OF TURBINES K-500-240-2 HAVING WORKED OFF THEIR SERVICE LIFE.....6

Yershov S.V., Kozyrets D.A.

DEVELOPMENT OF SOFTWARE SYSTEM FOR COMPUTATIONS OF 3D VISCOUS COMPRESSIBLE FLOW IN TURBOMACHINERY BLADE ROWS.....16

Boiko A.V., Burlaka M.V., Maksiuta D.I.

NUMERICAL CALCULATION THE INFLUENCING OF THE BLADE ANGLE IMPACT WHILE WORKING IN STAGE24

Gnesin V.I., Kolodyazhnaya L.V., Rzadkowski R.

THE UNSTEADY LOADS AND ELASTIC OSCILLATION FOR THE BLADES OF AXIAL COMPRESSOR WITH PARTIAL ADMISSION29

Rusanov A.V., Kosyanova A.I.

ESTIMATION OF THE POSSIBILITY OF AXIAL AND RADIAL-AXIAL ROTARY DISTRIBUTOR BLADES AT HIGH-PRESSURE CYLINDER USING FOR OPERATING MODE REGULATION OF STEAM TURBINE K-325-23.539

Boiko A.V., Govorushchenko Yu.N., Usaty A.P., Avdyeyeva Ye.P.

THE EVALUATING OF AXIAL GAP INFLUENCE REGULATORY STAGE EFFICIENCY IN THE PARTIAL MODE.....49

Lapuzin A.V., Lim Chan Sun, Subotovich V.P., Yudin Yu.A., Yudin A.Yu.

THE INFLUENCE OF THE NOZZLE CASCADE OUTLET FLOW ANGLE AND THE TURBINE OPERATING CONDITIONS ON THE LOSSES FROM LEAKAGE THROUGH THE TIP CLEARANCE54

Maravilla Herrera C., Yepifanov S.V.

ANALYSIS IN THE EFFECTIVENESS OF A MODEL TO CALCULATE THE HEAT TRANSFER COEFFICIENT ALONG THE EXTERNAL SURFACE OF A TURBINE BLADE TAKING INTO ACCOUNT THE ENGINE INDIVIDUAL CHARACTERISTICS60

Kononykhin E.A.

THE USE OF «APU-GENERATOR CONSTRUCTION» IN CAPACITY OF CLASSIC APU REPLACEMENT FOR «ELECTRIC AIRCRAFT»67

Shvetsov V.L., Gubsky A.N., Palkov I.A., Palkov S.A.

STRENGTH OF ELEMENTS OF HIGHLY STRESSED STEAM TURBINE.....70

Shubenko A.L., Kovalsky A.E.

DROPSTROKE EROSION OF BLADES DEVICES OF STEAM TURBINES. FORECAST AND METHODS OF SAFEGUARD76

Tarelin A.A., Surdu N.V., Nechaev A.V.

ELECTROPHYSICAL ASPECTS OF DROP-SHOCK DESTRUCTION ELEMENTS OF A STEAM TURBINES FLOWING PART.....88

Sklyarov V.P., Kovalyov A.S.

PHYSICAL PRINCIPLES DEVELOPMENT TO DEFINE HETEROGENEOUS NUCLEUS CONCENTRATION FOR WET STEAM EXPANDING IN THE NOZZLE97

Chernousenko O.Yu.

THE ESTIMATION OF A DAMAGE AND A RESIDUAL RESOURCE OF HIGH-TEMPERATURE CYLINDERS OF STEAM TURBINE K-800-240 SLAVAYNSKA TES 104

Shubenko A.L., Suhinin V.P., Fursova T.N., Boyarchinov A.U.

ABOUT INFLUENCE OF CORNER OF SLANT OF UNDERLAYMENTS OF INDENTS OF TAIL CONNECTIONS OF SHOULDER-BLADES OF TURBINES ON CHARACTER OF THEIR TENSE STATE 112

Kobtsev O.M., Panov V.V., Pugachova T.N.

THE APPLICATION OF THE TURBINE DRIVE OF FEED PUMP AT THE 150–200 MW POWER UNITS OF TPP 117

Ganzha A.N., Marchenko N.A.

IMPROVEMENT OF STATIONARY GAS TURBINE INSTALLATION CHOICE OF RATIONAL PARAMETERS REGENERATOR-AIR HEATERS 124

Kharlampidi D.Kh., Bratuta E.G., Sherstyuk A.V., Krupova E.G.

ECOLOGICAL AND ENERGY ASPECTS OF RETROFIT OF ACTING REFRIGERATORS AND HEAT PUMPS USING MODERN REFRIGERATING MEDIUMS 129

Avramov K.V., Borisuk A.V.

EFFECTS OF PARAMETERS OF JOURNAL BEARING ON DYNAMICAL INSTABILITY OF ROTORS 135

Gapon G.A.

EFFECT OF COMPRESSIBILITY OF WORKING ENVIRONMENT ON THE FLOW IN CHANNELS WITH VARIABLE FLOW RATE 144

Potetenko O.V., Drankovskiy V.E., Grishin A.M., Krupa E.S., Gulakhmadov A.A.

ANALYSIS OF ENERGY LOSSES IN HIGH-PRESSURE FRANCIS TURBINES DUE TO TYPICAL FEATURES OF THE FLOW STRUCTURE IN THE FLOW PART 151

Koval A.A., Koval E.S., Saluga T.S., Fateev A.N., Korien E.A.

IN ADDITION TO HYDRAULIC UNITS' DIAGNOSTICS 160

Minko A.N., Kuzmin V.V., Shevchenko V.V.

THE ESTIMATION OF MASS-SIZE PARAMETERS ASSOCIATIONS OF TURBOGENERATORS WITH THE LEVEL OF LABORS INTENSIVENESS OF THEIR PRODUCTION 165

Koshelnik O.V., Chorna N.A.

DEVELOPMENT AND ANALYSIS OF HIGHLY EFFICIENT HYDROGEN POWER INSTALLATIONS CIRCUITS 170

Malaya Yu.A., Gubin A.I.

MATHEMATICAL MODELING OF LASER HEATING OF BODIES WITH COATINGS ON THE BASIS OF A NONLINEAR HYPERBOLIC HEAT EQUATION 174

Polushkin K.A.

TO THE QUESTION OF SYNTHESIS OF SCHEMES OF HYDROPNEUMOAGGREGATES 181

Koshelnik V.M., Shulgin Yu.V., Glinko A.I.

CALCULATION, ANALYSIS AND SELECTION OF THE SOUND ENERGY NEEDED TO CARTRIDGE INSTALLATION FOR PROCESSING THERMAL CONCRETE PRODUCTS 185

Baranov V.Yu., Astashov R.N.

THE METHOD OF CALCULATION THERMOCHEMICAL CONVERSION OF METHANOL REACTOR 189

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК

НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ»

«ЕНЕРГЕТИЧНІ ТА ТЕПЛОТЕХНІЧНІ ПРОЦЕСИ Й УСТАТКУВАННЯ»

№ 7, 2012 р.

Науковий редактор А.В. Бойко
Технічний редактор С.П. Науменко

Відповідальний за випуск
І.Б. Обухова

Видання російською мовою

Обл. вид. № 53-12.

Підписано до друку 29.03.2012 р. Формат 60x90¹/₈. Папір офсетний 80 г/м².

Друк – цифровий. Обл. – вид. арк. 10,0.

Наклад 200. Зам. № 0353/04.12.

НТУ «ХПІ», 61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Видавничий центр НТУ «ХПІ».
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.
Віддруковано в типографії ТОВ «Друкарня Мадрид»
61024, м. Харків, вул. Ольмінського, б. 8
т. (057) 717-41-79
