

12'2013



*Енергетичні
та теплотехнічні
процеси й устаткування*

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО
УНІВЕРСИТЕТУ
«ХПІ»

Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування

№ 12(986) 2013

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Харків
НТУ «ХПІ», 2013

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць.
Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2013.
– № 12(986). – 152 с.

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

Збірник виходить українською та російською мовами

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

Видання засновано Національним технічним університетом «ХПІ» в 2001 році

Координаційна рада:

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

Редакційна колегія серії:

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

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

Члени редколегії: Е.Г. Братуга, д-р техн. наук, проф.; А.М. Ганжа, д-р техн. наук, проф.;
В.І. Гнесін, д-р техн. наук, проф.; С.В. Ершов, д-р техн. наук, проф.;
О.В. Ефімов, д-р техн. наук, проф.; 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; М.О. Тарасенко, канд. техн. наук, проф.;
О.І. Тарасов, д-р техн. наук, проф.; М.В. Черкашенко, д-р техн. наук, проф.;
О.Л. Шубенко, д-р техн. наук, чл.-кор. НАНУ

З номеру 42'2012 Вісник НТУ «ХПІ» має власну подвійну нумерацію: № 42(948)

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 2 від 12 лютого 2013 р.

ЗМІСТ

**Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування**

БОЙКО А.В., УСАТЫЙ А.П., БАРАННИК В.С. Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента	5
ЕРШОВ С.В., ЯКОВЛЕВ В.А., КОЗЫРЕЦ Д.А. Распараллеливание вычислений при расчете течений вязкого газа в турбомашинах.....	10
ТАРЕЛИН А.А., СКЛЯРОВ В.П. Повышение экономичности турбоустановок ТЭС и ТЭЦ Украины в условиях энергорынка	17
ШУБЕНКО А.Л., РУСАНОВ А.В., СЕНЕЦКИЙ А.В., РУСАНОВ Р.А. Реализация каскадных тепловых схем с применением турбин на низкокипящих рабочих телах.....	24
СУББОТОВИЧ В.П., ЮДИН Ю.А., ЛАПУЗИН А.В., ЮДИН А.Ю. Аэродинамические исследования участка выходного диффузора турбины со специальным вдувом потока	30
ВАНЕЕВ С.М., ГЕТАЛО В.В., КОРОЛЕВ С.К. Исследование характеристики струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса <i>FlowVision</i>	36
БОНДАРЕНКО Г.А., ЮРКО И.В. Оптимизация параметрической модели входного регулирующего аппарата центробежного компрессора.....	43
ГЕРАСИМЕНКО В.П., ДОВЛЕТОВ Р.А., ТКАЧУК А.С. Диагностика срывных режимов центробежного компрессора	50
ХАЛАТОВ А.А., БЕЗЛЮДНАЯ М.В., ДАШЕВСКИЙ Ю.Я., СЕВЕРИН С.Д., БОРИСОВ И.И. Адаптация $k-\epsilon$ модели турбулентности при моделировании пленочного охлаждения плоской пластины при вдуве через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях	55
ЧЕПУРНОЙ М.Н., ТКАЧЕНКО С.И., РЕЗИДЕНТ Н.В. Газотурбинная надстройка энергоблоков К-300-240	63
ТАРАСОВ А.И., ДОЛГОВ А.И. Оптимизация системы охлаждения рабочей лопатки энергетической газовой турбины.....	69
БИЛАН А.В., БИЛАН В.Н. Расчет теплообмена в горизонтальных сетевых подогревателях с учетом компоновки трубных пучков	77
ГОТОВСКИЙ М.А., СУХОРУКОВ Ю.Г., ЕРМОЛОВ В.Ф., ТРИФОНОВ Н.Н. Анализ возможности заброса влаги в турбину из смешивающего ПНД при аварийном сбросе нагрузки турбоустановки	83

ГОЛОЩАПОВ В.Н., КОТУЛЬСКАЯ О.В., ПАРАМОНОВА Т.Н. Высокотемпературная паровая надстройка энергоблоков мощностью 300 МВт, как способ создания пиковой мощности	96
ЧЕРНОУСЕНКО О.Ю. Поврежденность и остаточный ресурс стопорных клапанов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-800-240 Славянской ТЭС	100
ГЕОРГИЕВСКАЯ Е.В., ГАВРИЛОВ С.Н. Особенности продления срока службы паровых турбин при наработках, значительно превышающих парковый ресурс	107
БЛАЖЕНКО Н.К., ЕВДОКИМОВ С.Ю., ЯМАЛТДИНОВ А.А. Ремонт роторов паровых турбин в условиях ЗАО «Уральский турбинный завод»	114
ШУБЕНКО А.Л., СУХИНИН В.П., ФУРСОВА Т.Н., БОЯРШИНОВ А.Ю. Улучшение равномерности распределения напряжений в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин	120
ГАПОНОВ В.С., НАУМОВ А.И., ОСТАПЧУК Ю.А. Оценка настройки параметров опоры с управляемым изменением квазиулевого жесткости на величину критической угловой скорости жесткого ротора.....	128
ПУСТОВАЛОВ В.Н., НАУМЕНКО С.П. К определению момента сопротивления диска турбомашин при расходном течении в уплотненной придисковой полости	134
БОНДАРЕНКО А.В., ГРИШИН А.М. Низкочастотные пульсации давления в гидротурбинах, индуцированные вихревым жгутом.....	139
ШЕРСТЮК А.В., ХАРЛАМПИДИ Д.Х., ТАРАСОВА В.А. Модернизация холодильной машины на основе термоэкономического подхода	145

УДК 621.165

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

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ФОРМАЛЬНОЙ МАКРОМОДЕЛИ ПРИ ПЛАНИРОВАНИИ ЭКСПЕРИМЕНТА

Предложена методика повышения точности формальной макромодели (полного квадратичного полинома). Приведено сравнение точности исходной, полученной с использованием планов Рехтшафнера, и уточненной формальной макромодели на тестовой функции. Также выполнена оптимизация турбинного соплового профиля с использованием известной и предложенной методики.

Ключевые слова: планирование эксперимента, формальная макромодель, интерполяция, кубический сплайн, оптимизация, турбинный профиль.

Введение

Решая задачи проектирования, перед проектировщиком постоянно возникают вопросы улучшения характеристик того или иного объекта проектирования. Именно поэтому методы оптимизации получили широкое распространение. Последнее также обусловлено постоянным ростом требований как к модернизируемым, так и вновь проектируемым объектам энергетики. Совместно с развитием направления оптимизации возрастало и количество методов поиска оптимальных значений. Данные методы имеют свои преимущества и недостатки, однако, общим для всех является требование получения максимальной точности решения при минимальном количестве вычислений. Существенно сократить количество вычислений при решении оптимизационных задач можно заменой (на время поиска оптимального решения) ресурсоемкой целевой функции ее аппроксимационной или интерполяционной зависимостью – формальной макромоделью (ФММ).

Наиболее эффективно данная задача решается с использованием методов планирования эксперимента [1], например, применением насыщенных планов Рехтшафнера [2]. Метод планирования эксперимента заключается в постановке последовательных серий экспериментов, в каждой из которых варьируются все параметры. Серия опытов ставится таким образом, чтобы после обработки результатов можно было выбрать условия для проведения следующей серии и так до нахождения оптимального значения. При этом, получаемое оптимальное решение напрямую зависит от возможности ФММ с высокой точностью отображать реальную картину процесса, зависящего от варьируемых параметров. Данная статья посвящена возможности повышения точности формальной макромодели полного квадратичного полинома, на примере планов Рехтшафнера.

Описание насыщенного плана Рехтшафнера

Планы Рехтшафнера обладают регулярной структурой, что дает возможность независимо от количества варьируемых параметров построить матрицу планирования эксперимента. Данные планы позволяют получать формальные макромодели различных показателей качества и функциональных ограничений проектируемых и оптимизируемых объектов в виде полных квадратичных полиномов (1) при минимально возможном количестве вычислений ресурсоемкой (дорогостоящей) целевой функции.

$$y(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n (A_i + A_{ii}q_i)q_i + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n A_{ij}q_iq_j, \quad (1)$$

где n – число независимых факторов ФММ;
 A – коэффициенты формальной макромодели;
 \vec{q} – вектор нормированных значений независимых варьируемых параметров (компонент).

Таблица 1
 Общий вид интерполяционного плана Рехшафнера

№ точки	№ параметра				
	X1	X2	X3	X4	X5
1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	1	1	1	1
3	1	-1	1	1	1
4	1	1	-1	1	1
5	1	1	1	-1	1
6	1	1	1	1	-1
7	1	1	-1	-1	-1
8	1	-1	1	-1	-1
9	1	-1	-1	1	-1
10	1	-1	-1	-1	1
11	-1	1	1	-1	-1
12	-1	1	-1	1	-1
13	-1	1	-1	-1	1
14	-1	-1	1	1	-1
15	-1	-1	1	-1	1
16	-1	-1	-1	1	1
17	1	0	0	0	0
18	0	1	0	0	0
19	0	0	1	0	0
20	0	0	0	1	0
21	0	0	0	0	1
22	0	0	0	0	0

В качестве примера в табл. 1 приведен план Рехтшафнера для пяти независимых нормированных параметров в диапазоне изменения каждого от -1 до 1 .

Как видно из табл. 1, достаточно 22 вычислений целевой функции чтобы получить интерполяционную зависимость целевой функции и/или функционального ограничения вида (1). Применение таких зависимостей позволяет на несколько порядков сократить потребление вычислительных ресурсов при решении разного рода оптимизационных задач.

Вместе с тем, структура зависимости (1) обеспечивает решение оптимизационных задач с приемлемой точностью только для случаев с достаточно гладкой формой исходных целевых функций.

В работах [2, 3] использование в качестве функции отклика полного квадратичного полинома давало возможность с достаточной точностью определить значение искомой функции цели. При этом, наблюдалась тенденция увеличению точности ФММ при каждой последующей итерации (под точностью ФММ понимается отклонение результата, полученного с помощью ФММ, от контрольного CFD расчета).

Однако, как показали исследования, в случае более сложных форм исходных целевых функций применение зависимости вида (1) для их аппроксимации (интерполяции) не позволяет в полной мере воспользоваться преимуществом методов теории планирования эксперимента. Для более точного

описания сложного характера исходной целевой функции, имеющей большое количество перегибов и экстремумов, возможно лишь при уточнении и совершенствовании структуры аппроксимационной зависимости.

Повышения точности формальной макромодели

Существует достаточно много подходов и решений, направленных на повышение точности аппроксимационных зависимостей. Вместе с тем, большинство из них либо не являются универсальным, либо требуют существенного увеличения вычислений исходной ресурсоемкой целевой функции, что существенно снижает эффективность их использования при решении оптимизационных задач.

При детальном рассмотрении структуры зависимости (1) видно, что ее второй член представляет собой суперпозицию парабол независимых параметров, которая и определяет приближенный характер описания данной функцией реального характера

исходной целевой функции. Для получения формальной макромодели, способной более точно описывать целевую функцию предлагается в зависимости (1) заменить суперпозицию парабол на суперпозицию кубических интерполяционных сплайнов. Как известно, кубические интерполяционные сплайны способны достаточно точно описывать функции самой сложной формы.

Алгоритм замены суперпозиции парабол на суперпозицию сплайнов сопровождается следующими этапами:

- планирование эксперимента и нахождение коэффициентов при переменных полного квадратичного полинома;
- построение интерполяционных кубических сплайнов для каждого независимого параметра;
- замена суперпозиций парабол в выражении (1) на суперпозицию сплайнов.

Отметим, что для построения сплайнов требуется найти значение функции цели в дополнительных точках – узлах сплайна.

После преобразования зависимости (1) получаем следующий вид функции отклика

$$y(q) = A_0 + \sum_{i=1}^n \left(a_{ij} + \left(b_{ij} + \left(\frac{c_{ij}}{2} + \Delta q_{ij} \cdot \frac{d_{ij}}{6} \right) \Delta q_{ij} \right) \Delta q_{ij} \right) + \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n A_{ij} q_i q_j, \quad (2)$$

где $a_{ij}, b_{ij}, c_{ij}, d_{ij}$ – коэффициенты кубического сплайна текущего (j -го) интерполяционного участка i -й независимой переменной. Для каждой независимой нормированной переменной q_j существует несколько интерполяционных участков в диапазоне между -1 и $+1$; Δq_{ij} – расстояние между текущим значением q_j и координатой начального узла j -го участка сплайна, у которого значение координаты q_j находится между координатами начального (j -го) и конечного ($j+1$) его узлов.

Сравнение точности исходной и предлагаемой ФММ

Для проверки достоверности результатов, полученных с помощью уточненной функции отклика, было проведено сравнение тестовой функции вида

$$Z = 2 + 0,1X^2 + 0,1Y^2 - \sin X - \sin Y, \quad (3)$$

и формальных макромоделей вида (1) и (2). Результаты указанных выше исследований приведены на рис. 1.

Для получения кубических интерполяционных сплайнов, более точно описывающих влияние каждого независимого параметра на целевую функцию, необходимо иметь значение целевой функции как минимум в пяти узлах. Например, в нормированном виде точки этих узлов будут следующие: $-1; -0,5; 0; 0,5; 1$. При этом, для обеспечения принципа независимого влияния параметров, нормированные значения остальных параметров принимаются равными нулю. Учитывая, что в процессе получения формальной макромодели вида (1) с помощью планов Рехшафнера, значение целевой функции уже были вычислены в точка 0 и 1 , то для построения кубических интерполяционных сплайнов необходимо вычислить только три значения целевой функции в точках $-0,5, 0,5$ и -1 . Как видно из рис. 1, замена суперпозиции парабол на суперпозицию сплайнов в формуле (1) позволяет достаточно точно описывать мультимодальные функции, имеющие сложную структуру и большое количество экстремумов.

Помимо сравнения точности зависимости (1) и (2) на тестовой функции, была проведена оптимизация профиля лопатки паровой турбины. Функцией цели при этом

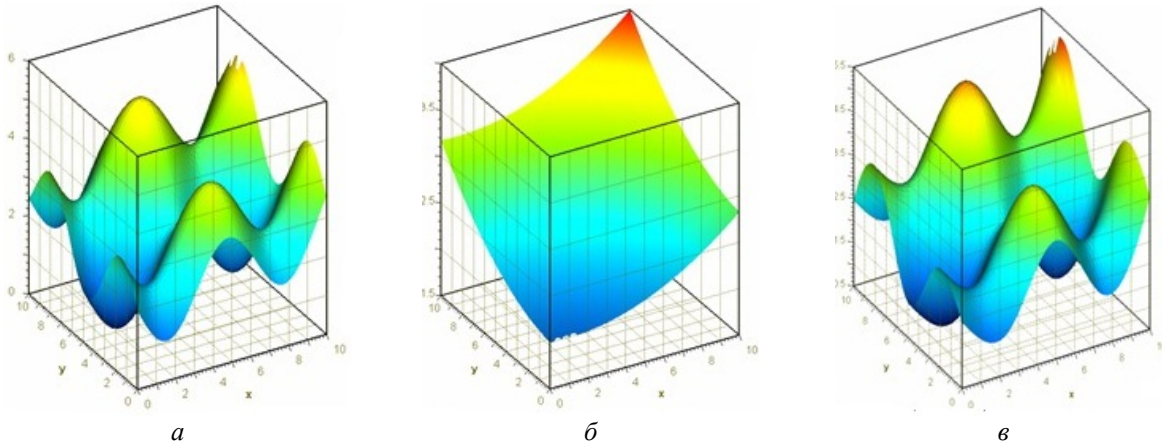


Рис. 1 – Сравнение точности аппроксимации тестовой функции формальными макромоделями: *а* – тестовая мультимодальная функция вида (3); *б* – аппроксимация функции (3) формальной макромоделью вида (1); *в* – аппроксимация функции (3) формальной макромоделью вида (2)

выступали профильные потери, ограничения накладывались на площадь профиля и расход рабочего тела через решетку. Исходные данные при данных постановках и начальный диапазон изменения варьируемых параметров были одинаковыми.

Результаты оптимизации турбинного профиля

Оптимизация турбинного профиля проводилась согласно алгоритму, приведенному в работе [4]. При этом, используя в роли функции отклика зависимость (2), рассчитывалось минимальное количество дополнительных точек.

Результаты, полученные при оптимизации в обеих постановках, а также параметры исходного профиля приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты оптимизации

Профиль	Исходный	Оптимизация с помощью	
		зависимости (1)	зависимости (2)
Потери, %	2,152770	2,025000	1,991670
Расход, кг/с	0,159522	0,159500	0,159525
Площадь, м ²	0,000322	0,000356	0,000371

Как видно из таблицы, использование формальных макромоделей вида (1) и (2) позволило получить профиль с меньшими профильными потерями по сравнению с исходным вариантом. При этом, использование в качестве функции отклика зависимости вида (2) позволило получить профиль с потерями меньшими по сравнению с использованием по зависимости (1) на 1,66 % в относительных величинах. Также, рассмотрев результаты промежуточных приближений, было обнаружено, что заданная точность ФММ по зависимости (2) была достигнута ранее, чем по зависимости (1), а последующие приближения проводились для выполнения условия, согласно которому оптимальные значения параметров должны находиться в середине диапазона варьирования. Формы исходного и оптимальных профилей приведены на рис. 2.

Из рисунка видно, что полученные профили турбинной лопатки существенно отличаются от исходного профиля в выходной части лопатки. При этом, в отличие от профиля полученного по зависимости (1), профиль, полученный с помощью замены суперпозиций парабол на суперпозицию интерполяционных кубических сплайнов, имеет более близкий к исходному входной участок.

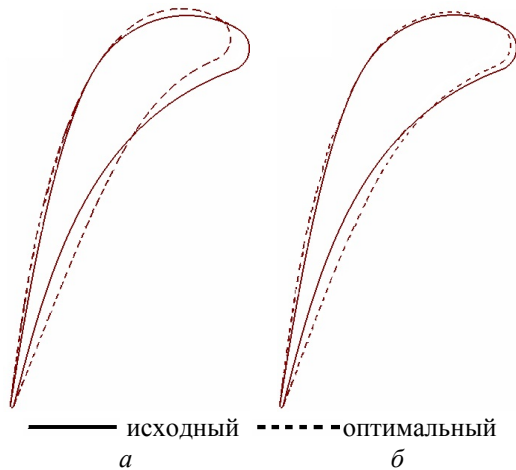


Рис. 2 – Профиля полученные при оптимизации с помощью:
 а – зависимости (1); б – зависимости (2)

Выводы

1) Проведенный анализ показал большую погрешность формальных макромоделей, имеющих вид полного квадратичного полинома, при описании функции со сложным характером искомой функции цели.

2) Предложена методика повышения точности формальных макромоделей на примере пятифакторного плана Рехтшафнера, путем замены в них суперпозиции парабол независимых переменных на соответствующую суперпозицию интерполяционных кубических сплайнов.

3) Сравнение тестовой задачи с ФММ полного квадратичного и модифицированного

полинома подтвердило явное преимущество последнего.

4) С помощью функции отклика повышенной точности получена форма профиля, которая имеет меньшие профильные потери не только в сравнении с исходным вариантом, но и с оптимальным вариантом полученным с помощью зависимости в виде полного квадратичного полинома.

Список литературы: 1. Бойко, А.В. Исследование экономичности осевых турбинных ступеней с помощью формальных макромоделей [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, А.П. Усатый, Г.Л. Романов // Теплоэнергетика. – М., 1988. – № 6. – С. 24-27. 2. Бойко, А.В. Пространственная оптимизация профиля лопатки прямой турбинной решетки [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, М.В. Бурлака, В.С. Баранник // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2012. – № 8. – С. 6-10. 3. Бойко, А.В. К вопросу об оптимизации формы плоских турбинных профилей [Текст] / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, М.В. Бурлака, В.С. Баранник // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2011. – № 5. – С. 51-54. 4. 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.: НТУ «ХПИ», 2010. – 167 с.

Поступила в редколлегию 10.01.13

УДК 621.165

Повышение точности формальной макромодели при планировании эксперимента / А.В. Бойко, А.П. Усатый, В.С. Баранник // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 5-9. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропонована методика підвищення точності формальної макромоделі (повного квадратичного полінома). Приведено порівняння точності початкової, отриманої з використанням планів Рехтшафнера, та удосконаленої формальної макромоделі на тестовій функції. Також виконана оптимізація турбінного соплового профілю з використанням відомої та уточненої формальної макромоделі.

Ключові слова: планування експерименту, формальна макромодель, інтерполяція, кубічний сплайн, оптимізація, турбінний профіль.

The method of accuracy improving of formal macro model (full quadratic polynomial) is proposed. The results of comparison the initial that was obtained with the use of Rehtshafner plans, and refined formal macro model with tested function are showed. Also, the optimization of turbine nozzle profile with using the known and the refined formal macro model is conducted.

Keywords: planning the experiment, formal macro model, interpolation, cubic spline, optimization, turbine profile.

УДК 533.6:519.6

С.В. ЕРШОВ, д-р техн. наук; проф. ИПМаш НАН України, Харьков;
В.А. ЯКОВЛЕВ, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАН України, Харьков;
Д.А. КОЗЫРЕЦ, аспирант НТУ «ХПИ»

РАСПАРАЛЛЕЛИВАНИЕ ВЫЧИСЛЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ТЕЧЕНИЙ ВЯЗКОГО ГАЗА В ТУРБОМАШИНАХ

Статья посвящена вопросам распараллеливания вычислений при расчетах трехмерных турбулентных течений вязкого газа в многоступенчатых турбинах и компрессорах. Рассматривается *CFD* решатель *F*, предназначенный для решения таких задач. Распараллеливание выполнено применительно к многопроцессорным вычислительным системам с распределенной и общей памятью. Программная реализация использует межпроцессорный обмен информацией, построенный на основе сокет-интерфейса. Для этой цели привлекаются функции *Windows Socket API*. Тестирование разработанного алгоритма показало его высокую эффективность. Рассмотрены направления дальнейшей работы по совершенствованию алгоритмов распараллеливания.

Ключевые слова: распараллеливание, сокет-интерфейс, *CFD* решатель, многоблочная область, турбомашины.

Введение

Общей тенденцией развития современных *CFD*-решателей является использования параллельных вычислений для ускорения расчетов. Распараллеливание выполняется на вычислительных системах с общей и распределенной памятью, на центральных и графических процессорах. Каждый из этих видов распараллеливания имеет свои особенности и свою специфику реализации. Для распараллеливания обычно используются специальные библиотеки и языки, такие как *MPI*, *PVM*, *Cuda*, *OpenCL* и др. Можно найти большое количество публикаций на эту тему, например [1–6].

В настоящей статье рассмотрено распараллеливание вычислений в *CFD*-решателе *F* [7], разработанном на основе кода *FlowER* [8]. Распараллеливание выполнено для вычислительных систем с общей и распределенной памятью с помощью межпроцессорного обмена информацией, построенного на основе сокет-интерфейса. Библиотеки параллельных вычислений типа *MPI* при этом не применялись.

Краткое описание *CFD*-решателя

Трехмерное турбулентное течение вязкого теплопроводного сжимаемого газа в проточной части многоступенчатой турбомашины: турбины или компрессора – описывается системой нелинейных уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу. Используется семейство дифференциальных моделей турбулентности семейства $k-\omega$ [9]. Исходные уравнения интегрируются численно с помощью итерационной явно-неявной разностной схемы, явный оператор которой основан на *ENO* схеме Годунова [10], а неявная аппроксимация реализована с помощью итерационного метода Ньютона [11] и схемы Бима-Уорминга-Стегера [12].

Расчетная область имеет многоблочную структуру. Каждый блок включает в себя область течения в одном межлопаточном канале одного венца – направляющего (спрямляющего) аппарата или рабочего колеса. Обмен информацией между блоками в исходном нераспараллеленном коде осуществляется на общих границах этих блоков одномерными массивами осредненных в окружном направлении газодинамических параметров (давление, плотность, компоненты скорости, параметры турбулентности).

© С.В. Ершов, В.А. Яковлев, Д.А. Козырец, 2013

При этом на каждой итерации расчета информация с выхода некоторого лопаточного венца передается на вход следующего венца и, наоборот, с входа текущего венца передается на выход предыдущего. Алгоритм реализован таким образом, что начало следующей итерации вычислительного процесса возможно только после завершения этого обмена данными. В противном случае на одном этапе вычислений использовались бы данные с различных итераций, что может негативно сказаться как на скорости сходимости решения, так и на его устойчивости.

Программные модули *CFD*-решателя *F* написаны на алгоритмическом языке *Fortran-95* и включают в себя, кроме собственно решателя, препроцессор для подготовки данных, модули расчета координат сеточных узлов, характеристик сетки, построения начального приближения и постпроцессор для обработки результатов расчетов. Графические возможности программной оболочки реализованы с помощью средств *GUI Windows API*, в то время как сам решатель использует стандарт алгоритмического языка и может работать в других операционных системах.

Реализация распараллеливания вычислений для многоблочных областей

Расчетная область многоступенчатой турбомашин имеет многоблочную структуру и для каждого из блоков необходимо проводить однотипные вычисления. Как правило, количество таких блоков (лопаточных венцов) может варьироваться от одного до двух-трех десятков. В многопроцессорной системе вычисления для каждого блока логично поручить одному процессору (ядру или потоку). Причем, это может быть как система с общей памятью, так и с распределенной. Если доступных процессоров меньше, чем лопаточных венцов, то имеет смысл в каждый блок включать по несколько лопаточных венцов. Так как время расчета для каждого блока будет определяться, в основном, двумя факторами – размерностью разностной сетки в блоке и производительностью процессора, то при распределении лопаточных венцов по блокам и выборе количества узлов в каждом из них, необходимо это учитывать таким образом, чтобы исключить неравномерную загруженность процессоров. В программной оболочке пакета *F* реализовано автоматическое распределение вычислительной работы между выбранными процессорами многопроцессорной системы.

Каждый процесс идентифицируется номером, который определяет, для какого блока расчетной области выполняются вычисления. Во избежание конфликтов при одновременном открытии файлов на чтение (перед выполнением вычислений) и запись (после окончания вычислений) эти операции для всех процессов выполняются последовательно путем передачи-приема разрешений. В итерационном цикле перед началом вычислений каждый процесс отправляет данные с границ блока соответствующей расчетной области, являющихся общими с блоками других процессов, а затем принимает информацию для этих же границ, отправленную другими процессами. Так как операция получения информации по сети может быть реализована как блокирующая (т.е. выполнение программы приостанавливается до окончания этой операции), то при правильной организации такого обмена не требуется никакого другого согласования процессов, и возникновение ситуаций взаимного блокирования процессов или рассинхронизации вычислений невозможно.

Реализация параллельных вычислений в решателе *F* выполнена с помощью дополнительных процедур, написанных на алгоритмическом языке *Fortran-95* с привлечением функций *WinSock* интерфейса прикладного программирования *API* [13, 14]. По мнению авторов настоящей статьи, непосредственное использование сокет-

интерфейса вместо стандартных библиотек типа *MPI* позволит достичь более высокой эффективности распараллеливания.

Организация удаленного запуска параллельно выполняемых задач

Программный комплекс *F* позволяет расчетчику автоматически выполнить локальный запуск нераспараллеленного задания на процессоре того компьютера, на котором запущена управляющая оболочка. Для распараллеленных заданий необходима возможность удаленного запуска. В частности, при расчетах на распределенной вычислительной системе отдельные ее компьютеры могут одновременно использоваться для выполнения других вычислительных задач. Если же параллельные вычисления проводятся на удаленной многопроцессорной системе с общей памятью, то работа через терминал не всегда удобна и даже возможна, если, например, удаленная система использует операционную систему *Linux*. В связи с этим в комплексе программ *F* реализован удаленный запуск параллельно выполняющихся расчетных заданий. На каждом удаленном компьютере, подготовленном для такого запуска, работает служба *ParallelService*, которая предназначена для:

- связи с программами-клиентами, с которых удаленно запускаются задания;
- передаче программам-клиентам информации об удаленном компьютере, а именно: количество процессоров (ядер или потоков), их производительность и доступность;
- передаче программам-клиентам информации о запущенных на удаленном компьютере процессах (кто запустил и когда);
- копирования необходимых для расчетов данных (файлов базы данных) с компьютера программы-клиента на удаленный компьютер и обратно;
- выполнение команд запуска и останова заданий на удаленном компьютере.

Служба *ParallelService* и программы-клиенты написаны на языке *Fortran-95* с использованием функций *Windows Socket API*.

Тестирование алгоритма

Тестирование разработанного алгоритма выполнялось на ПК с процессором Intel i7 3770K, который имеет 4 ядра и, благодаря технологии *hyper-threading*, может реализовать 8 потоков. Рассчитывалось течение в проточной части компрессора, содержащей восемь венцов. В расчетной области была построена трехмерная разностная сетка с 10 616 832 (8×96×96×144) ячеек – более 1 300 000 ячеек в венце.

Результаты расчета течения в компрессоре приведены на рис. 1 и 2. Распределение осредненного в окружном направлении давления по проточной части компрессора показано на рис. 1, а изолинии числа Маха в средних тангенциальных сечениях лопаточных венцов компрессора даны на рис. 2.

Выполнено две серии тестов для оценки эффективности распараллеливания. В первой из них нераспараллеленный расчет в одном потоке и распараллеливание на двух и четырех потоках проводились с выключенной технологией *hyper-threading*. Во второй нераспараллеленный расчет и распараллеливание на два, четыре и восемь потоков были реализованы с использованием технологии *hyper-threading*. В последнем случае для рассматриваемого процессора скорость выполнения одного процесса на рассматриваемых задачах снижается приблизительно в полтора раза, поэтому результаты первой и второй серии не могут быть сопоставлены непосредственно. В тестах обеспечивалась полная загруженность всех потоков независимо от количества запускаемых параллельных процессов (при необходимости – запуском дополнительных «фантомных» процессов).

Полученные результаты для обеих серий тестов приведены в таблицах 1 и 2. Ускорение распараллеливания рассчитывалась как

$$S_p = T_1/T_p,$$

где T_1 – время исполнения нераспараллеленной задачи, T_p – время исполнения задачи при распараллеливании на p процессорах. Идеальное время распараллеливания определялось как

$$T_{ид} = T_1/p.$$

Эффективность использования процессоров (загруженность распараллеливания) находилась как отношение идеального времени распараллеливания к реальному:

$$\eta_p = T_{ид}/T_p = T_1/pT_p.$$

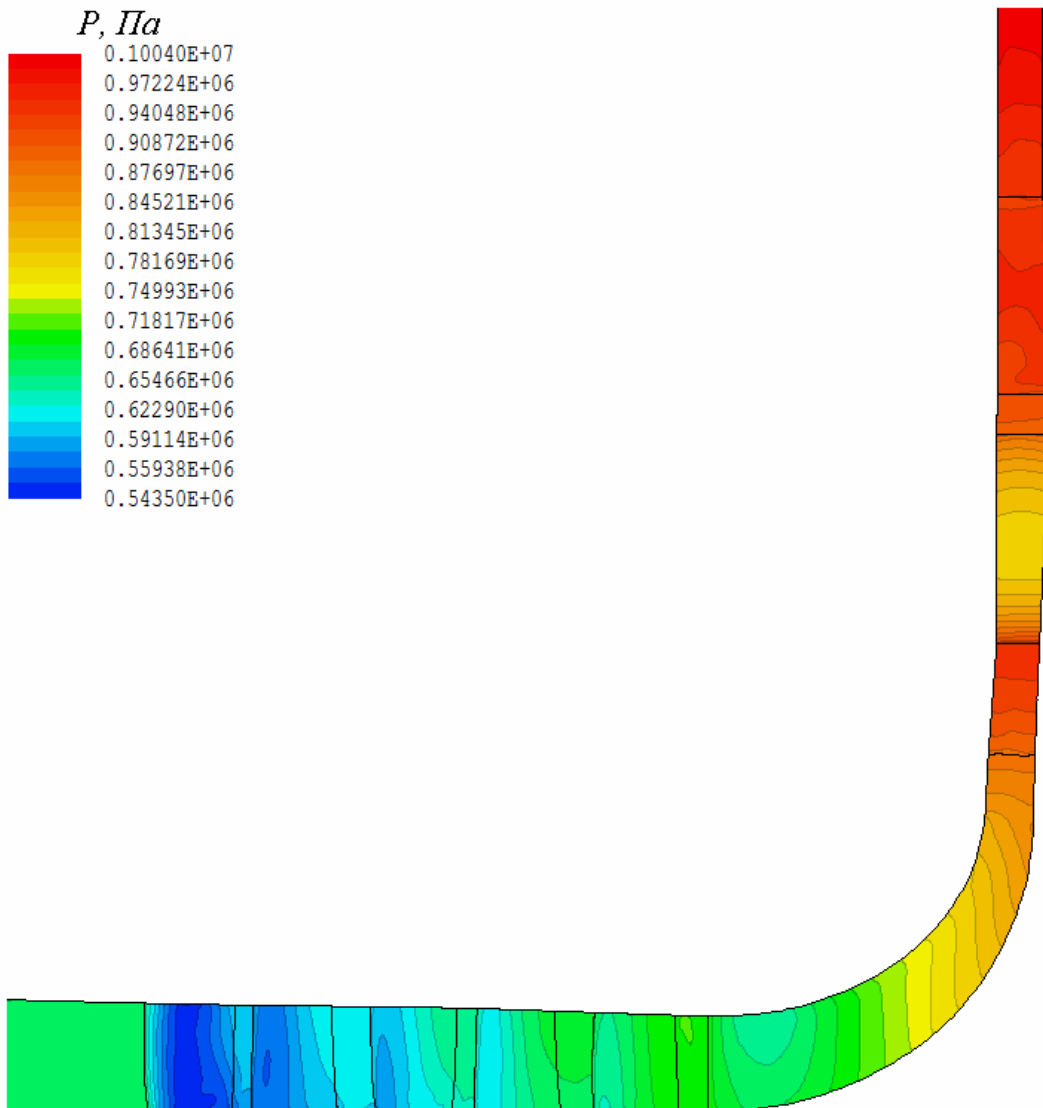


Рис. 1 – Изолинии осредненного в окружном направлении давления в проточной части компрессора

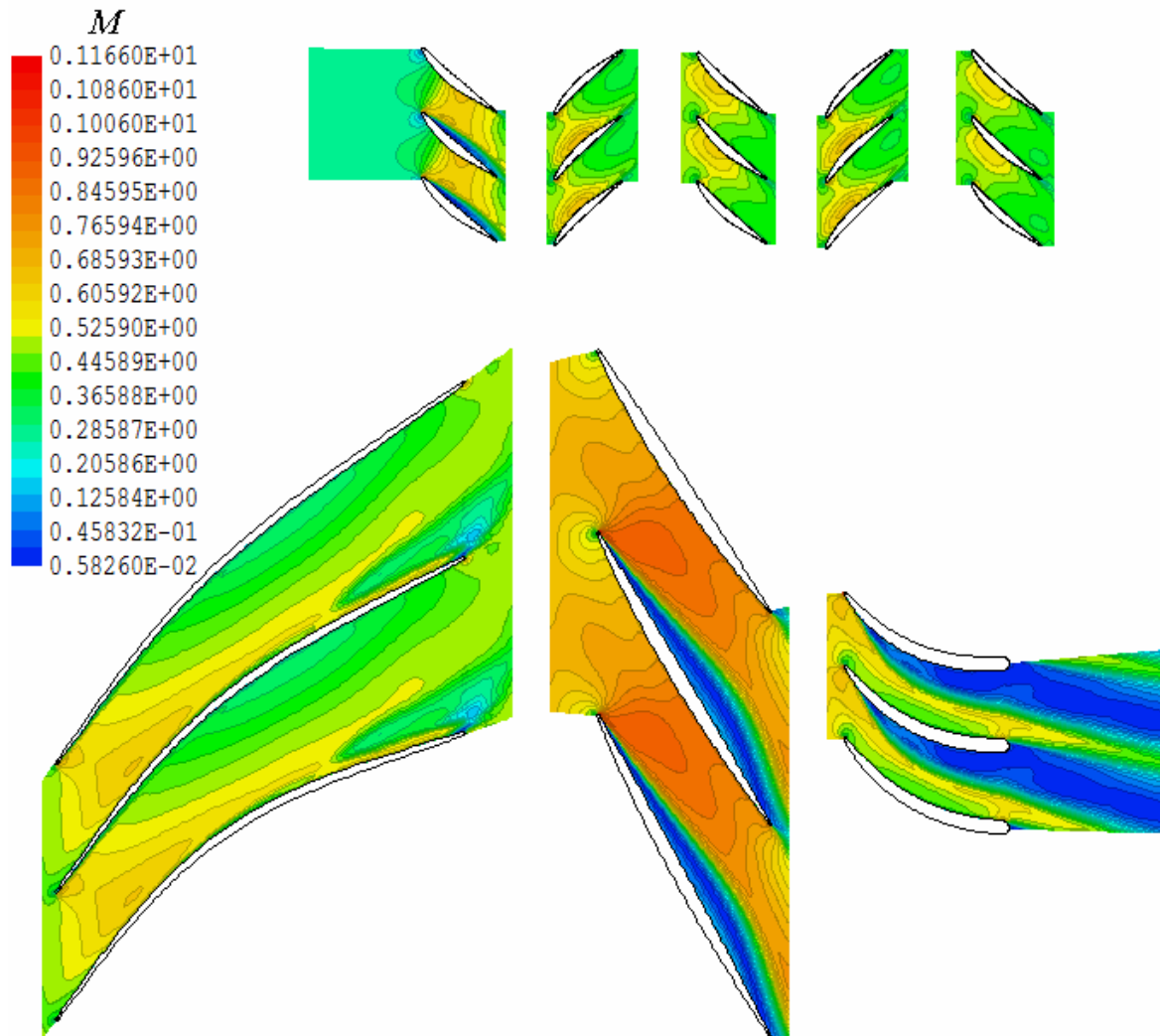


Рис. 2 – Изолинии числа Маха в средних тангенциальных сечениях лопаточных венцов компрессора

Так как по процессорному времени эффективность распараллеливания оказывается близкой к 100 %, то основное внимание уделялось сопоставлению астрономического времени выполнения задач.

График эффективности распараллеливания для обеих серий численных экспериментов приведен на рис. 3. Следует отметить, что в настоящей работе для решателя F получено более высокое ускорение расчетов, чем было достигнуто ранее [15] для комплекса программ *FlowER*. Это связано с тем, что, с одной стороны, в новой технологии распараллеливания исполняемые процессы непосредственно обмениваются информацией друг с другом, не используя никаких дополнительно запускаемых программ-посредников, а, с другой стороны, реализован более компактный способ кодирования пересылаемых данных.

Таблица 1
Эффективность распараллеливания (без *hyper-threading*)

Количество процессов	Время одной итерации, с	Ускорение	Эффективность
1	60,3	1,00	1,00
2	30,9	1,95	0,98
4	15,9	3,79	0,95

Эффективность распараллеливания (с *hyper-threading*)

Количество процессов	Время одной итерации, с	Ускорение	Эффективность
1	94,4	1,00	1,00
2	48,0	1,97	0,98
4	24,2	3,91	0,98
8	12,2	7,73	0,97

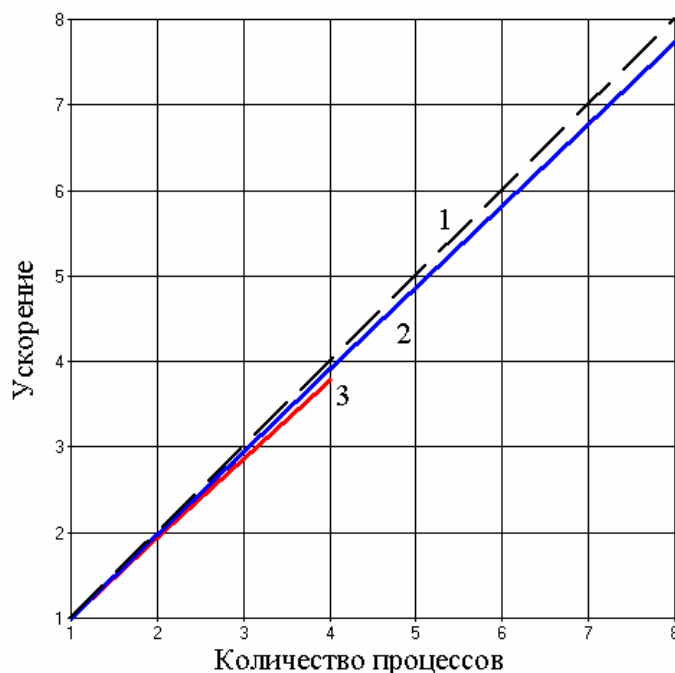


Рис. 3 – Эффективность распараллеливания:

1 – идеальное распараллеливание; 2 – с *hyper-threading*; 3 – без *hyper-threading*

Перспективные направления дальнейшей работы

Ближайшим заданием дальнейшей работы является адаптация разработанного программного обеспечения для функционирования в ОС типа *Linux*. Учитывая тот факт, что программирование сокетов в разных операционных системах выполняется подобным образом, то очевидно, что доработка разработанных программ для функционирования в ОС *Linux* не вызовет принципиальных трудностей.

Весьма перспективным представляется применение внутреннего многопоточного распараллеливания для использования возможностей современных графических процессоров. Решение такой задачи, требующее серьезной реорганизации программного кода, должно позволить достичь ускорения получения решений почти на два порядка, что является необходимым для включения *CFD* решателя в программные системы оптимизации проточных частей турбомашин.

Выводы

Для *CFD*-решателя *F* реализовано распараллеливание вычислений на многопроцессорных системах с распределенной и общей памятью. Разработанный алгоритм основан на использовании функций *Windows Socket* интерфейса прикладного программирования *API*. Тестирование распараллеливания показало его высокую эффективность.

Список літератури: 1. *Gao, X.* Parallel Adaptive Mesh Refinement Scheme for Three-Dimensional Turbulent Non-Premixed Combustion [Text] / X. Gao, C.P.T. Groth // AIAA Paper – 2008. – № 2008-1017. – 18 p. 2. *Bush R.H.* WIND: The Production Flow Solver of the NPARC Alliance [Text] / R.H. Bush, G.D. Power, C.E. Towne // AIAA Paper. – 1998. – № 98-0935. – 14 p. 3. *Antonioni, A.S.* Acceleration of a Finite-Difference WENO Scheme for Large-Scale Simulations on Many-Core Architectures [Text] / A.S. Antonioni, K.L. Karantasis, E.D. Polychronopoulos, J.A. Ekaterinaris // AIAA Paper. – 2010. – № 2010-0525. – 12 p. 4. *Niemeyer, K.E.* Accelerating reactive-flow simulations using graphics processing units [Text] / K.E. Niemeyer, C.-J. Sung // 51st AIAA Aerospace Sciences Meeting, Grapevine, Texas, USA. 6–10 January 2013. – P. 1-13. 5. *Brandvik, T.* Acceleration of a two-dimensional Euler flow solver using commodity graphics hardware [Text] / T. Brandvik, G. Pullan // Journal of Mechanical Engineering Science. – 2007. – V.221, № 12. – P.1745-1748. 6. *Schalkwijk, J.* High-Performance Simulations of Turbulent Clouds on a Desktop PC. Exploiting the GPU [Text] / J. Schalkwijk, E.J. Griffith, F.H. Post, H.J.J. Jonker // Bulletin of the American Meteorological Society. – 2012. – V. 93, № 3. – P. 307-314. 7. *Ершов, С.В.* Развитие комплекса программ расчета трехмерных течений вязкого сжимаемого газа в лопаточных аппаратах турбомашин [Текст] / С.В. Ершов, В.А. Яковлев, А.И. Деревянко, М.Н. Гризун, Д.А. Козырец // Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вестник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. – 2011. – № 5. – С. 25-32. – ISSN 2078-774X 8. *Ершов, С.В.* Комплекс програм розрахунку тривимірних течій газу в багатовіцевих турбомашинах «FlowER» / С.В. Ершов, А.В. Русанов: Свідоцтво про державну реєстрацію прав автора на твір, ПА № 77. Державне агентство України з авторських та суміжних прав, 19.02.1996. 9. *Wilcox, D.C.* Turbulence Modeling for CFD [Text] / D.C. Wilcox. – Second Edition. Palm Drive: DCW Industries. – 2004. – 540 p. 10. *Ершов, С.В.* Квазімонотонна схема підвищеної точності для інтегрування рівнянь Ейлера і Нав'є-Стокса [Текст] / С.В. Ершов // Мат. моделювання. – 1994. – Т. 6, № 11. – С. 63-75. 11. *Ершов, С.В.* Метод Ньютона для неявної схеми численного інтегрування рівнянь газової динаміки [Текст] / С.В. Ершов, А.И. Деревянко, М.Н. Гризун // Проблеми машиностроєння. – 2010. – Т. 13, № 4. – С. 27-36. – ISSN 0131-2928. 12. *Beam, R.M.* An implicit factored scheme for the compressible Navier-Stokes equations [Text] / R.M. Beam, R.F. Warming // AIAA Journal. – 1978. – V. 16, № 4. – P. 393-402. 13. *Lawrence, N.* Compaq Visual Fortran: A guide to creating windows applications [Text] / N. Lawrence. – Elsevier Digital Press. – 2002. – 534 p. 14. *Bonner, P.* Network Programming with Windows Sockets [Text] / P. Bonner. – Prentice Hall. Englewood Cliffs. New Jersey. – 1995. – 328 p. 15. *Ершов, С.В.* Распараллеливание вычислений при расчете трехмерных вязких течений в многоступенчатых турбомашинах [Текст] / С.В. Ершов, А.В. Русанов, Д.С. Ершов // Пробл. машиностроєння. – 2002. – Т. 5, N 3. – С. 3-8.

Поступила в редколлегию 18.01.13

УДК 533.6:519.6

Распараллеливание вычислений при расчете течений вязкого газа в турбомашинах [Текст] / С.В. Ершов, В.А. Яковлев, Д.А. Козырец // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 10-16. – Бібліогр.: 15 назв. – ISSN 2078-774X.

Стаття присвячена питанням розпаралелювання обчислень при розрахунках тривимірних турбулентних течій в'язкого газу в багатоступеневих турбінах та компресорах. Розглядається *CFD*-розв'язувач *F*, що є призначеним для розв'язування таких задач. Розпаралелювання виконано стосовно до багатопроцесорних обчислювальних систем з розподіленою та спільною пам'яттю. Програмна реалізація використовує міжпроцесорний обмін інформацією, що побудовано на основі сокет-інтерфейсу. Для цього залучені функції *Windows Socket API*. Тестування розробленого алгоритму показало його високу ефективність. Розглянуто напрямки подальшої роботи щодо удосконалення алгоритмів розпаралелювання.

Ключові слова: розпаралелювання, сокет-інтерфейс, *CFD* розв'язувач, багатоблочна область, турбомашини.

The paper deals with the parallelisation of 3D turbulent viscous flow computations for multi-stage turbines and compressors. The *CFD* solver *F* is considered for this goals. Parallelisation is performed for computer systems with distributed and shared memory. Software implementation uses interprocessor communication, based on socket interface. The *Windows Socket API* functions are exploited for that. Testing of the developed parallel algorithm shows its high efficiency. Possible lines of further improvement of parallel algorithm are considered.

Keywords: parallelisation, socket-interface, *CFD* solver, multi-block domain, turbomachinery.

УДК 621.165

А.А. ТАРЕЛИН, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харьков;
В.П. СКЛЯРОВ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харьков

ПОВЫШЕНИЕ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТУРБОУСТАНОВОК ТЭС И ТЭЦ УКРАИНЫ В УСЛОВИЯХ ЭНЕРГОРЫНКА

Рассмотрены некоторые причины снижения экономичности ТЭЦ и ТЭС в реальных условиях эксплуатации. Предложен подход к повышению эффективности мощных паротурбинных установок за счет рационального выбора эксплуатационных параметров с учетом реального состояния энергоблока и особенностей работы турбоустановки в условиях станции.

Ключевые слова: турбоустановка, экономичность, ТЭС, ТЭЦ, режимные параметры, КПД.

Введение

В условиях непрерывного повышения цен на энергоносители и истощения запасов органического топлива задача повышения экономичности ТЭС и ТЭЦ становится все более актуальной. При суммарной установленной генерирующей мощности тепловых электростанций Украины 30,2 ГВт [1] и удельном расходе условного топлива 372 г.у.т./кВт·ч [2] повышение экономичности энергоблоков ТЭС и ТЭЦ Украины на 1 % обеспечит экономию более 1 млн. тонн угля в год. Многолетние исследования, выполненные сотрудниками ИПМаш НАН Украины им. А.Н. Подгорного на энергоблоках различной мощности показали, что лишь за счет правильного выбора эксплуатационных параметров реальное повышение эффективности турбоустановок в зависимости от состояния оборудования и условий эксплуатации может достигать (1,5–2) %.

Анализ причин снижения экономичности ТЭС и ТЭЦ

В настоящее время на ТЭС и ТЭЦ Украины в основном эксплуатируются турбины выпуска 60-70-х годов прошлого века. Около 80 % турбин выработали расчетный ресурс. Проводящийся плановый ремонт оборудования позволяет поддерживать его технические характеристики близкими к расчетным. Не смотря на это, за период с 1991 по 2011 год удельный расход топлива на отечественных электростанциях увеличился на ~ 17 % [2].

Очевидно, что техническое старение оборудования является далеко не главной причиной снижения его экономичности. В условиях регулирования электрической мощности в энергосистеме Украины турбоустановки ТЭС и ТЭЦ значительную часть времени работают на режимах, существенно отличающихся от номинальных. В соответствии с диспетчерским графиком нагрузок мощность турбоустановки в течение суток может изменяться от 100 до (60–50) % от номинальной, что приводит к увеличению удельного расхода тепла более, чем на 4 %. Увеличение удельного расхода топлива на ТЭС Украины в значительной степени связано с большим количеством остановов, достигающих для некоторых энергоблоков до тридцати за месяц. Из-за простоя части энергоблоков ТЭС увеличены удельные затраты энергии на собственные нужды. В климатических условиях Украины температура охлаждающей воды в течение года изменяется от ~1 °С зимой до 25–30 °С летом. Изменение электрической нагрузки и температуры охлаждающей воды приводит к тому, что давление в конденсаторе мощных турбоустановок меняется от ~ 1,5 до ~ 10 кПа при оптимальном давлении 3,5–4,2 кПа.

© А.А. Тарелин, В.П. Скляр, 2013

Пути повышения экономичности турбоустановок

В обозримой перспективе условия эксплуатации мощных энергоблоков отечественных ТЭС и ТЭЦ вряд ли изменятся. Поэтому необходимо искать такие пути снижения удельных затрат топлива, которые могут быть внедрены на действующих энергоблоках в кратчайшие сроки и при минимальных финансовых затратах.

Наименее затратным, и потому наиболее приемлемым путем повышения экономичности ТЭС и ТЭЦ Украины, является переход на эксплуатацию турбоустановок с учетом особенностей их состояния и условий работы. Для реализации такого подхода необходимо разработать новые правила эксплуатации турбоустановок, учитывающие реальное состояние и условия работы конкретной турбоустановки.

Существующие в настоящее время правила эксплуатации турбоустановок были разработаны в прошлом веке и рассчитывались на эксплуатацию турбоустановок в базовом режиме. Кроме того, при существующей в то время стоимости угля – от 2 до 5 рублей за тонну [3], основное внимание уделялось безопасной эксплуатации турбоустановок. Измерительные приборы, которыми оснащались в то время турбоустановки, имели низкий класс точности (1,6–2,5), достаточный для обеспечения надежной работы оборудования и исключения аварийных ситуаций, но абсолютно не достаточный для точного измерения основных параметров в тепловой схеме. Приборы более высокого класса точности использовались и используются только при проведении тепловых испытаний, основная цель которых – определение технического состояния оборудования и экономических показателей по приведенным параметрам. Поскольку целый ряд параметров турбоустановок не измеряется даже при проведении тепловых испытаний и определяется по нормативным зависимостям, неизбежно возникают ошибки в определении действительных характеристик как отдельных узлов, так и турбоустановки в целом. Одной из нерешенных практических проблем, возникающих при проведении тепловых испытаний, является определение действительных характеристик цилиндра низкого давления. Эффективность этого цилиндра больше других цилиндров зависит от условий эксплуатации турбоустановки, и часто именно он является причиной снижения экономичности турбоустановки в целом. При снижении нагрузки и повышении температуры охлаждающей воды эффективность турбоустановки может уменьшаться на (4–10) %, причем львиная доля этого уменьшения приходится именно на цилиндр низкого давления. В соответствии с существующими правилами проведения тепловых испытаний эффективность цилиндра низкого давления определяется расчетным путем по тепловому балансу турбоустановки. При таком подходе погрешности и ошибки измерений параметров цилиндров высокого и среднего давления могут приводить к недопустимо большой погрешности определения эффективности цилиндра низкого давления.

В соответствии с существующей методикой определения состояния узлов турбоустановки, измеренные параметры приводят к номинальным, т.е. используя поправочные коэффициенты, определяют, какую эффективность имела бы турбоустановка, если бы работала при номинальных условиях. Это позволяет с достаточной для практики достоверностью определять техническое состояние оборудования, но не дает ответа на вопрос – какова действительная эффективность турбоустановки в реальных условиях эксплуатации и, что необходимо делать для повышения ее эффективности? По целому ряду причин, обеспечить номинальные условия эксплуатации турбоустановки оказывается просто невозможно. Из-за изменения качества угля, технического состояния котельного оборудования, изменения

температуры наружного воздуха и электрической нагрузки турбоустановки параметры свежего и вторичного пара (давление и температура) часто отличаются от номинальных значений. Кроме того, температура охлаждающей воды принимает номинальное значение в течение очень короткого промежутка времени осенью и весной. Поэтому, при эксплуатации турбоустановок необходимо проводить не только экспресс испытания и тепловые испытания, назначение которых состоит исключительно в определении состояния оборудования перед ремонтом и после ремонта, но и испытания для определения действительной эффективности турбоустановки при реальных условиях эксплуатации.

Каждая турбоустановка в зависимости от ее технического состояния, электрической (и тепловой для ТЭЦ) нагрузки и температуры охлаждающей воды имеет максимальную эффективность при вполне определенных значениях параметров свежего и вторичного пара и при определенном расходе охлаждающей воды на конденсатор. Чтобы обеспечить максимальную экономичность турбоустановки в реальных условиях эксплуатации, каждый из этих параметров должен поддерживаться на оптимальном уровне. Для этого, прежде всего, необходимо определять действительные значения основных режимных параметров турбоустановки с высокой точностью, что резко повышает требования к классу точности измерительных приборов и к правильности установки измерительных средств. Поэтому одной из первоочередных задач является оснащение действующих турбоустановок современными измерительными средствами.

Принцип, применяемый в настоящее время при эксплуатации паротурбинных установок как на ТЭС, так и на ТЭЦ состоит в следующем – чем выше параметры свежего пара и промежуточного перегрева и чем ниже давление в конденсаторе, тем лучше. Такой подход является общепринятым при эксплуатации как конденсационных, так и теплофикационных турбоустановок. При эксплуатации конденсационных турбин, поддержание температуры промежуточного перегрева на максимально допустимом уровне в основном связывают с необходимостью недопущения увеличения влажности отработавшего пара из-за опасности эрозионного разрушения рабочих лопаток последних ступеней турбины. Имеется целый ряд работ [4–5], в которых показано, что интенсивность эрозионного износа последних ступеней турбин определяется в основном концентрацией крупнодисперсной влаги в паровом потоке и режимом работы турбины [6] и мало зависит от суммарной влажности пара.

При эксплуатации конденсационных турбоустановок в теплое время года, когда температура охлаждающей воды повышается до 30 °С и выше, влажность отработавшего пара уменьшается практически до нуля. Например, для турбоустановки К-325-23,5 повышение давления в конденсаторе, вызванное повышением температуры охлаждающей воды, приводит к уменьшению влажности отработавшего пара на (2,5–3) %, в зависимости от расхода свежего пара (рис. 1).

Очевидно, что в этом случае поддержание температуры промежуточного перегрева на максимальном уровне с точки зрения снижения влажности оказывается неоправданным. Не смотря на это, температуру промежуточного перегрева поддерживают на максимальном уровне, оправдывая это тем, что поддержание температуры вторичного пара на максимальном уровне, обеспечивает получение максимального термического КПД цикла. Такой же подход применяется и при эксплуатации теплофикационных турбоустановок. Температуру вторичного пара поддерживают на максимальном уровне на режимах частичных нагрузок и даже при переходе последних ступеней турбины на вентиляционный режим и при значительном

перегреве отработавшего пара, что приводит к существенному пережогу топлива. На таких режимах целесообразность поддержания температуры промежуточного перегрева на максимальном уровне сомнительна и с точки зрения обеспечения максимального КПД турбоустановки.

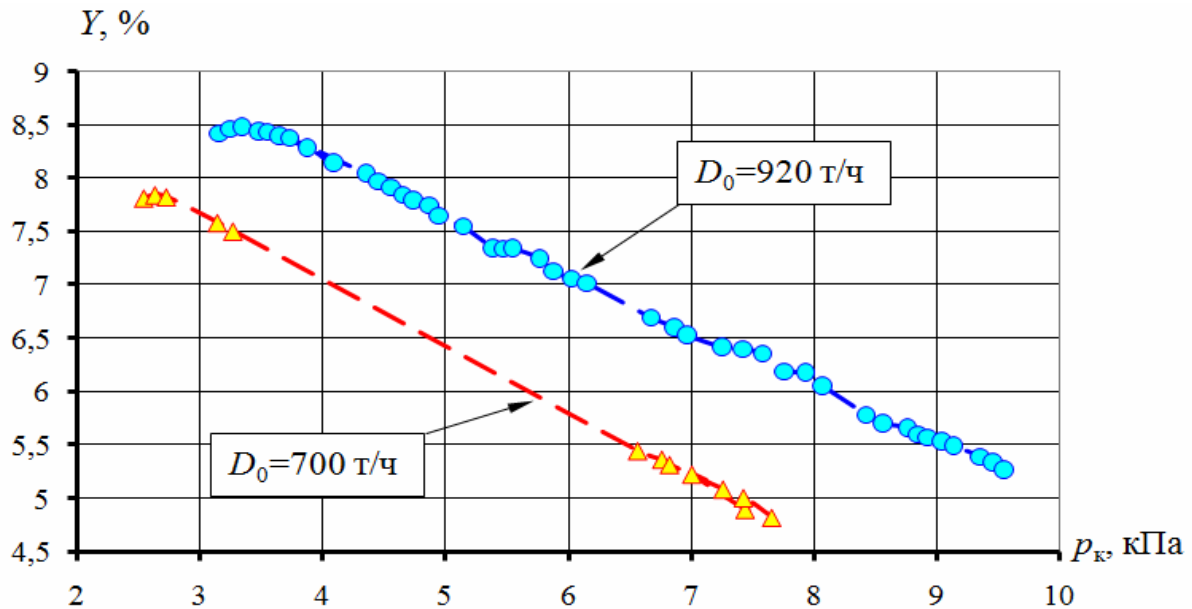


Рис. 1 – Залежність вологості отработавшего пара на вихлопе турбіни К-325-23,5 від тиску в конденсаторі при постійному расходе свежего пара

Исследования, выполненные при участии авторов данной работы, показали, что при повышенном давлении в конденсаторе снижение температуры вторичного пара до оптимального уровня приводит к уменьшению удельного расхода топлива на (0,5–1,5) %.

В зимнее время в климатических условиях Украины температура охлаждающей воды опускается до ~ 1 °С. При этом давление в конденсаторе может снижаться до значения, значительно ниже оптимального, что приводит к увеличению потерь с выходной скоростью, к снижению температуры конденсата и в результате – к увеличению расхода тепла на турбоустановку.

В такой ситуации уменьшение расхода охлаждающей воды позволит поддерживать давление в конденсаторе на оптимальном уровне, уменьшить снижение температуры конденсата, уменьшить мощность циркуляционных насосов и в итоге повысить эффективность турбоустановки.

Возникает вопрос: насколько целесообразно поддерживать часть режимных параметров на номинальном уровне в то время, когда турбоустановка работает на режимах, существенно отличающихся от номинального?

Собственные исследования авторов данной работы [7–9] и результаты, полученные другими исследователями, показали, что при работе турбоустановок на частичных режимах и при изменении условий эксплуатации, правильный выбор режимных параметров позволяет заметно повысить экономичность турбоустановки. Одним из удачных методов повышения эффективности турбоустановок при работе на частичных нагрузках является работа на режиме скользящих давлений [10, 11]. Хотя снижение давления свежего пара приводит к уменьшению термического КПД цикла, изменения в работе турбоустановки, вызванные переходом на скользящие параметры,

приводят к увеличению ее экономичности. Кроме того, имеются результаты исследований [12] по определению оптимального расхода циркуляционной воды на турбоустановку. Уменьшение расхода охлаждающей воды при снижении ее температуры и снижении нагрузки позволяет предотвратить чрезмерное снижение давления в конденсаторе и уменьшить расход электроэнергии на работу циркуляционных насосов.

При изменении температуры охлаждающей воды и электрической нагрузки существует определенное сочетание режимных параметров (температура свежего пара, температура вторичного пара, расход охлаждающей воды на конденсатор), при которых обеспечивается минимальный удельный расход тепла на турбоустановку. В качестве иллюстрации к сказанному на рисунках 2 и 3 приведены зависимости удельного расхода тепла на турбоустановки различного типа от температуры охлаждающей воды на режимах, отличающихся от номинальных.

Как видно из рис. 2 и 3, поддержание температуры промежуточного перегрева и других режимных параметров на номинальном уровне при работе турбоустановки на режимах, отличающихся от номинального, не обеспечивает максимальной экономичности турбоустановок (рис. 2, рис. 3 кривая 1). Правильный выбор температуры вторичного пара и других режимных параметров позволяет заметно уменьшить удельный расход тепла на турбоустановку при сохранении заданной электрической нагрузки (рис. 2, рис. 3 кривая 2). Из рисунков 2 и 3 также видно, что снижение температуры охлаждающей воды ниже оптимального значения приводит к увеличению удельного расхода тепла на турбоустановку. Поэтому в процессе эксплуатации необходимо либо не допускать снижения температуры охлаждающей воды ниже оптимального значения, либо уменьшать ее расход. Для каждого типа турбоустановки в зависимости от электрической нагрузки существует вполне определенное оптимальное значение температуры охлаждающей воды и, соответственно оптимальное давление в конденсаторе, которые должны определяться опытным путем.

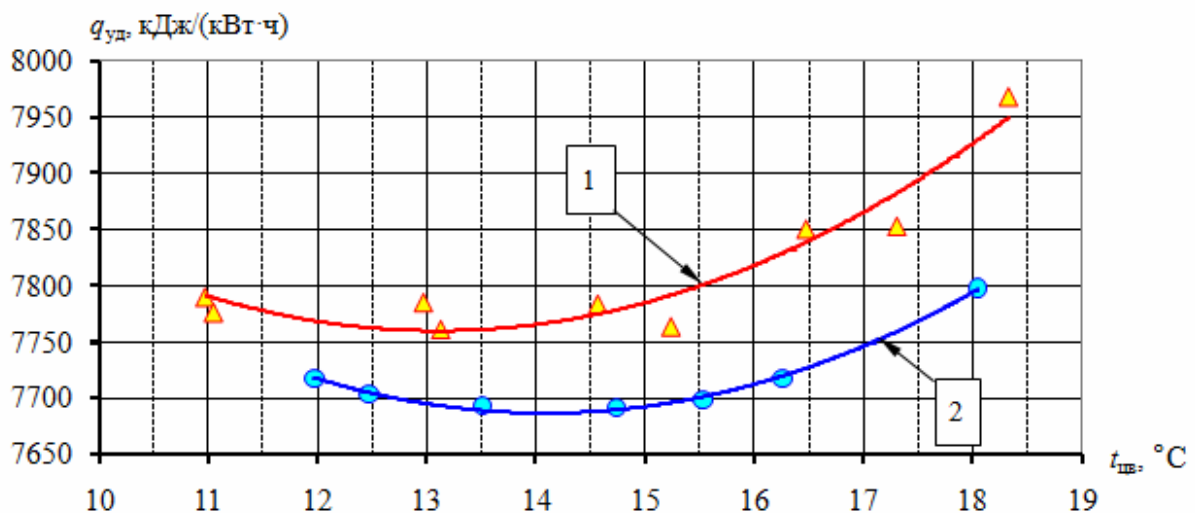


Рис. 2 – Зависимость удельного расхода тепла на турбоустановку К-325-23,5: $N_e \sim 310$ МВт:
 1 – при температуре промперегрева $t_{пр}$ (540 ± 2) °C и номинальных значениях других режимных параметров;
 2 – при оптимальных значениях температуры промперегрева $t_{пр} \sim (525-535)$ °C и оптимальных значениях других режимных параметров

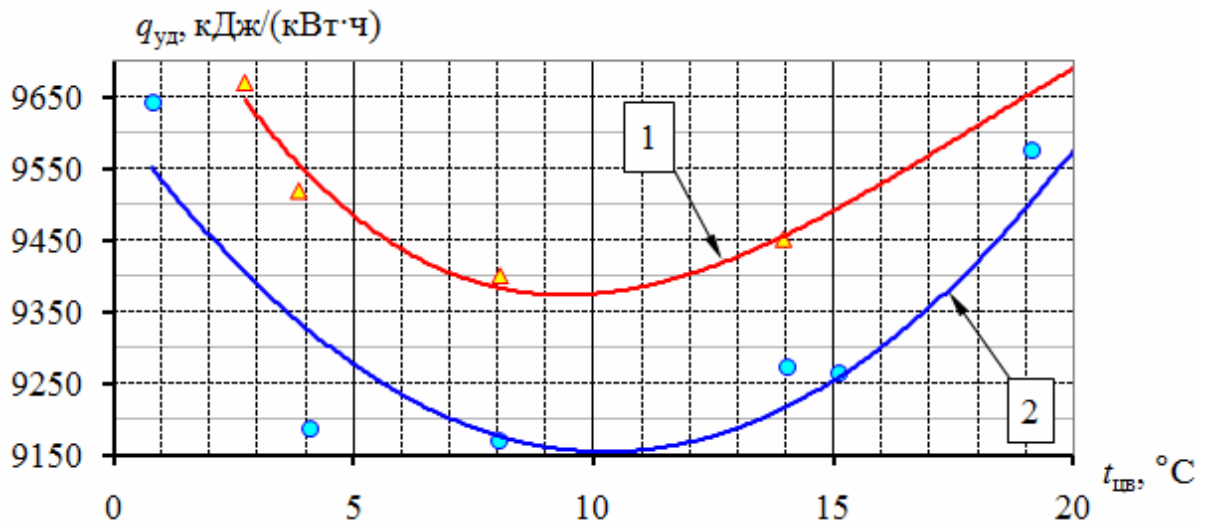


Рис. 3 – Зависимость удельного расхода тепла на турбоустановку К-210-130 ЛМЗ от температуры охлаждающей воды: $Ne \sim 145$ МВт: 1 – при температуре промперегрева $t_{пр} (540 \pm 2) ^\circ\text{C}$ и номинальных значениях других режимных параметров; 2 – при оптимальных значениях температуры промперегрева $t_{пр} \sim (525-530) ^\circ\text{C}$ и оптимальных значениях других режимных параметров

Выводы

Мощные турбоустановки, спроектированные для работы в базовом режиме в реальных условиях эксплуатации, большую часть времени эксплуатируются на режимах частичных нагрузок в широком диапазоне температур охлаждающей воды. Поддержание номинальных режимных параметров при снижении электрической нагрузки и изменении температуры охлаждающей воды не всегда обеспечивает максимальную экономичность турбоустановки. Существующие правила эксплуатации разрабатывались, исходя из эксплуатации турбоустановок в базовом режиме, и не дают ответа на вопрос: как необходимо изменять режимные параметры чтобы обеспечить максимальную экономичность турбоустановок при изменении электрической нагрузки и изменении температуры охлаждающей воды. Очевидно, назрела необходимость обобщения опыта, накопленного за многие годы исследователями и эксплуатационным персоналом паровых турбоустановок для создания новых правил эксплуатации паровых турбоустановок разного типа, с учетом их состояния и условий эксплуатации. Повышение качества эксплуатации турбоустановки тепловых электростанций Украины позволит уменьшить удельный расход топлива на (1,5–2) % при минимальных финансовых затратах.

Список литературы: 1. Вольчин, И.А. Пути улучшения экологических показателей угольных ТЭС Украины // Угольная теплоэнергетика: проблемы реабилитации и развития [Электронный ресурс]: 4 Междунар. науч.-практическая конф., 18-21 сентября 2008 г.: материалы конф. – Электрон. дан. – Алушта: НПВК «ТРИАКОН». – 1 электрон. опт. диск (CD-ROM). – Загл. с этикетки диска. 2. Борисов, Н.А. Основные проблемы развития ТЭС в Украине и пути их решения на среднесрочную перспективу [Текст] / Н.А. Борисов // Энергетика и электрификация. – 2002. – № 5. – С. 8-13. 3. Рыжский, В.Я. Тепловые электрические станции [Текст] / под ред. В.Я. Гиршфельда. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 350 с. 4. Дегтярев, Л.И. Эрозия турбинных лопаток [Текст] // Советское котлотурбостроение. – 1938. – № 4. – С. 4-11. 5. Даскал, Ю.И. Осаждение мелкодисперсной влаги в турбинных решетках [Текст] / Ю.И. Даскал // Изв. высших учебных заведений «Энергетика». – 1983. – № 12. – С. 81-83. 6. Эрозия рабочих лопаток последних ступеней паровых турбин на пусковых и малорасходных режимах [Текст] / В.Г. Орлик, Ю.Я. Качуринер, В.Ф. Червонный [и др.] // Тепловые

электростанции. – 2007. – № 4. – С. 6-10. **7.** Тарелин, А.А. Разработка мероприятий по повышению эффективности части низкого давления турбины К-300-240 при работе в условиях энергорынка [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляр // Наука та інновації. – 2007. – Т. 3, № 3. – С. 30-35. **8.** Влияние температуры промпрегрева на мощность турбоагрегата Т-250/300-240 [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляр, Г.К. Вороновский, Т.И. Шведова, А.В. Медведовский, А.Ю. Козлоков // Пробл. машиностроения. – 2007. – Т. 10, № 2. – С. 5-8. **9.** Повышение экономичности паровых турбоустановок при работе на нерасчетных режимах [Текст] / А.А. Тарелин, В.П. Скляр, А.Ю. Майстренко, А.В. Косячков // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 2/7(38). – С. 4-8. **10.** Экономичность блоков 300 МВт с турбоустановками К-300-240 ХТГЗ при работе на скользящем давлении [Текст] / М.Г. Теплицкий, А.Г. Прокопенко [и др.] // Теплоэнергетика. – 1974. – № 6. – С. 43-47. **11.** Об'єкти теплових електричних станцій. Режими роботи та експлуатації [Текст] / Й.С. Мисак, Я.Ф. Івасик, П.О. Гут, Н.М. Лашковська. – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2007. – 255 с. **12.** Определение оптимального расхода циркуляционной воды на блоке мощностью 800 МВт [Текст] / Л.Б. Зусманович, В.И. Федоров // Теплоэнергетика. – 1984. – № 2. – С. 27-30.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.165

Повышение экономичности турбоустановок ТЭС и ТЭЦ Украины в условиях энергорынка [Текст] / **А.А. Тарелин, В.П. Скляр** // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 17-23. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуті деякі причини зниження економічності ТЕЦ і ТЕС у реальних умовах експлуатації. Запропонований підхід до підвищення ефективності потужних паротурбінних установок за рахунок раціонального вибору експлуатаційних параметрів з урахуванням реального стану енергоблоку й особливостей роботи турбоустановки в умовах станції.

Ключові слова: турбоустановка, економічність, ТЕС, ТЕЦ, режимні параметри, ККД.

Certain causes of efficiency decay in real working conditions of power stations are considered. Approach to efficiency increase of high-power steam turbine-generator set at the expense of rational exploitation parameters choice keeping in mind real conditions of energetic block and turbine-generator set work feature in power plant conditions is proposed.

Keywords: turbine-generator, power stations, exploitation parameters, efficiency.

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харків;
А.В. РУСАНОВ, д-р техн. наук; ИПМаш НАН України, Харків;
А.В. СЕНЕЦКИЙ, канд. техн. наук; ИПМаш НАН України, Харків;
Р.А. РУСАНОВ, студент ХНУ ім. В.Н. Каразіна, Харків

РЕАЛИЗАЦИЯ КАСКАДНЫХ ТЕПЛОВЫХ СХЕМ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТУРБИН НА НИЗКОКИПАЩИХ РАБОЧИХ ТЕЛАХ

Решается задача повышения эффективности работы исходной тепловой схемы, в замкнутом контуре которой используется низкокипящее рабочее тело. Способ усовершенствования тепловой схемы – реализация второго каскада параллельно сетевой установке (летний режим эксплуатации, при сохранении горячего водоснабжения). Выбран фреон, который наиболее подходит по термодинамическим и экологическим показателям. Проведенные предварительные расчетные исследования показали, что за счет применения второго каскада электрическая мощность установки увеличивается почти вдвое.

Ключевые слова: двух каскадная тепловая схема, низкокипящее рабочее тело, турбина на НРТ, направляющие и рабочие лопатки, моделирование ступеней турбины

Введение

В связи с ростом цен на энергетические ресурсы и значительным увеличением интереса к повышению эффективности их использования актуальными становятся вопросы полезного применения энергии возобновляемых источников. Это дало толчок для развития в Европейских странах энергосбережения с применением принципов когенерации. Одним из направлений когенерации является реализация тепловых схем для некрупных потребителей на основе паротурбинных установок (ПТУ) с низкокипящими рабочими телами (НРТ), что позволяет эффективно вырабатывать тепловую и электрическую энергии для собственных нужд, реализуя так называемый органический цикл Ренкина (ORC-цикл) [1–5 и др.].

В настоящей работе рассмотрена модернизация существующей тепловой схемы (в качестве рабочего тела применяется MDM (техническое масло)), функционирующей на сельхозпредприятии. В данной схеме охлаждающей средой для MDM служит вода (снятая теплота полезно используется для отопления помещений). В летний период потребность в отоплении отсутствует, что позволило сделать предложение об установке дополнительного контура, тем самым реализуя каскадную тепловую схему. Такой подход к усовершенствованию тепловой схемы позволяет повысить выработку электрической энергии, с последующей реализацией ее излишков в сеть. Величина расхода топлива остается постоянной как в зимний, так и в летний период.

С учетом параметров первого контура выбрано рабочее тело второго каскада, которое обладает соответствующими химическими, физическими и эксплуатационными свойствами при заданных условиях работы.

Характеристика процесса в турбоустановке с низкокипящим рабочим телом

Принципиальная тепловая схема исходного контура представлена на рис. 1. Преобразование тепловой энергии сжигаемого топлива в ОРС контуре в механическую и далее в электрическую происходит с использованием органического рабочего тела в замкнутом контуре, который включает: турбину 1 с электрогенератором 2, рекуператор 3, теплообменник для подогрева воды на теплоснабжение 4, конденсатный насос 5, котел 6 для испарения и перегрева НРТ до необходимых параметров.

© А.Л. Шубенко, А.В. Русанов, А.В. Сенецкий, Р.А. Русанов, 2013

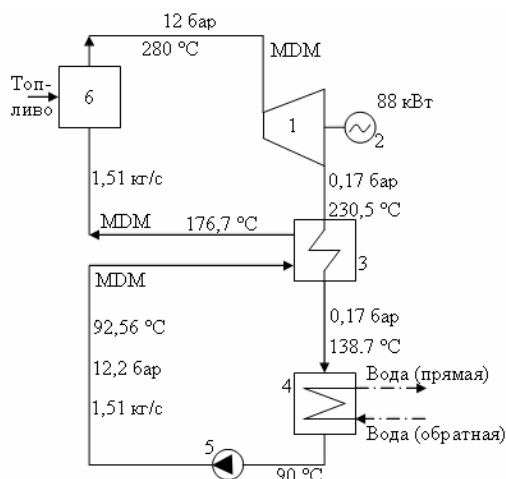


Рис. 1 – Принципиальная тепловая схема исходной когенерационной установки с ORC контуром

Особенностью ORC-цикла является то, что процесс расширения в турбине заканчивается в области перегретого пара, что исключает эрозионный износ лопаток и положительно сказывается на ее работе [5, 6].

В рассматриваемой тепловой схеме тепло конденсации MDM эффективно используется, так как конденсатором служит теплообменник для подогрева сетевой воды.

Электрический КПД турбины в данном случае, с учетом используемого рабочего тела и мощности установки составляет 16 %.

Была поставлена задача, модернизировать тепловую схему при условии постоянного расхода топлива.

Как уже отмечалось, данная тепловая схема рассчитана на зимний период. Вместе с тем известно, что горячее водоснабжение в летний период составляет ~ 15 % от суммарного теплоснабжения [5], следовательно, остальную теплоту можно использовать для выработки электроэнергии, реализуя тем самым каскадную тепловую схему.

Тепловой расчет фреонового контура в первую очередь связан с выбором параметров рабочего тела. При выборе оптимальных параметров бинарной установки необходимо учитывать различные факторы, влияющие на эффективность цикла. К основным из них можно отнести:

- 1) получение максимальной полезной работы от 1 кг рабочего тела;
- 2) получение теплового напора на всем протяжении процесса теплообмена в парогенераторе;
- 3) процесс расширения с учетом потерь должен заканчиваться вблизи пограничной кривой во избежание потерь от влажности [6].

Выбор рабочего тела для реализации второго каскада

При выборе рабочих тел для турбин ORC-цикла необходимо удовлетворить экологическим, термодинамическим, эксплуатационным и экономическим требованиям. Фреоны, в полной мере отвечающие перечисленным факторам, найти затруднительно. Поэтому в каждом отдельном случае выбирают фреон (смесь фреонов) с учетом условий работы машины. Предпочтение отдается НРТ, удовлетворяющему большинству перечисленных требований [7, 8]. При выборе рабочего тела для второго каскада был рассмотрен ряд низкокипящих рабочих тел (табл.).

Таблица

Основные свойства рассматриваемых хладонов [9]

Хладон	Формула	Мол. м., г/моль	$T_{кип}^{1)}$, °C	P , МПа (20 °C)	$\rho_{кр}^{2)}$, кг/м ³	$T_{кр}^{2)}$, °C	$P_{кр}^{2)}$, бар	$V_{кр}^{2)}$, м ³ /кг	ODP ³⁾
R-21	CHFC12	102,92	8,7	0,1531	521,0	178,5	5,190	0,00192	0,055
R-124a	CF2ClCHF2	136,48	-12,0	0,3154	528,0	126,7	3,47	0,00214	0,02
R-134a	CF2HCHF2	102,03	-22,5	0,4737	593,91	101,10	40,6700	0,00195	0
R-600	C4H10	58,12	-11,8	0,498	167,10	150,80	37,1810	0,00490	0
R-600a	CH(CH3)3	58,12	-11,8	0,498	177,50	135,92	36,845	0,00514	0

¹⁾ температура кипения при атмосферном давлении;

²⁾ критическая величина;

³⁾ потенциал разрушения озонового слоя.

Выбор параметров фреонового контура произведен следующим образом. Температура на выходе из турбины принималась согласно температурного графика горячего водоснабжения и составила 50 °С. Начальная температура зависела от параметров пара на выходе из рекуператора 3 (рис. 1) и принималась 120 °С.

Начальное давление выбиралось в соответствии с принятой температурой по тепловым диаграммам с таким расчетом, чтобы действительный процесс расширения пара заканчивался вблизи пограничной кривой.

По результатам проведенного анализа, с учетом характеристик первого контура, наиболее подходящим рабочим телом оказался *R-600a*. Параметры выбранного рабочего тела:

- на входе в турбину – 20 бар при 120 °С;
- на выходе из турбины – 5 бар при 50 °С.

Усовершенствованная тепловая схема

На рис. 2 представлена двухкаскадная тепловая схема и способ подключения второго контура к основному.

Подробное описание первого контура представлено выше. Второй каскад подключается параллельно теплофикационной установке (см. рис. 2). В летний период при отсутствии потребителей тепловой энергии перекрываются задвижки 7 и 8, а задвижки 9 и 10 открываются, направляя греющую среду в подогреватели 13 и 14, где рабочее тело второго каскада нагревается до параметров, необходимых на входе в изобутановую турбину 11 с электрогенератором 12. Далее после турбины НРТ в перегретом состоянии направляется в подогреватель 16, где и конденсируется, отдавая скрытую теплоту конденсации воде для горячего водоснабжения. Конденсатный насос 5 поднимает давление рабочего тела до необходимого на входе в турбину.

По результатам тепловых и материальных балансов подогревателей, и предварительных расчетов тепловой схемы, электрическая мощность второго каскада составила 80 кВт. Это показывает, что реализация такой тепловой схемы позволит удвоить выработку электроэнергии в летний период, сохранив горячее водоснабжение.

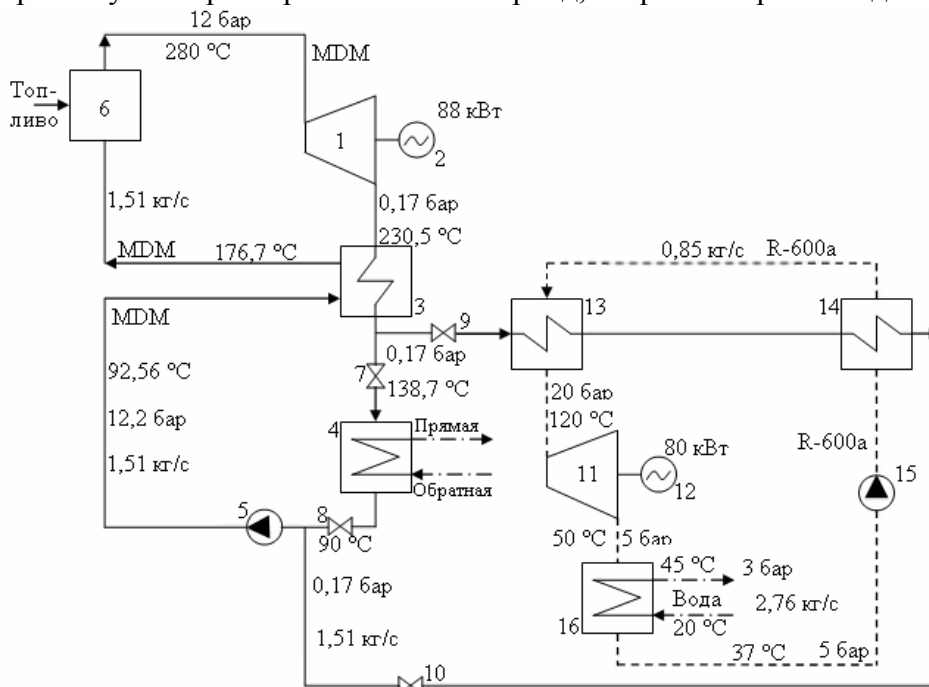


Рис. 2 – Принципиальная тепловая схема усовершенствованной когенерационной установки с ORC контуром

Перспективы внедрения турбин на НРТ в Украине

Выполненные исследования показали перспективы внедрения технологии глубокой утилизации тепла различных потенциалов с использованием турбин на НРТ.

В настоящее время в Украине оборудование, прежде всего турбины, выработали не только расчетный, но и почти 80 % оборудования – продленный парковый ресурс.

Имеется информация [10, 11], что, начиная с 2010 по 2020 годы необходимо вывести из эксплуатации все ядерные энергоблоки.

Потребление электроэнергии в Украине с учетом технологических потерь в сетях составило:

- в январе-сентябре 2011 года увеличилось на 2,6 % по сравнению с соответствующим периодом 2010 года – до 136,847 млрд. кВт·ч;

- в январе-сентябре 2012 года возросло на 1,4 % (на 1 млрд. 941 млн. кВт·ч) по сравнению с аналогичным периодом 2011 года – до 138 млрд. 788 млн. кВт·ч [12].

Это говорит о тенденции увеличения потребления электроэнергии в Украине.

Применение бинарных установок в когенерационных схемах позволит вырабатывать тепловую и электрическую энергии (используя тепло источников малого потенциала) для собственных нужд большинства отраслей народного хозяйства:

- агропромышленный комплекс;
- жилищно-коммунальное хозяйство;
- лесное хозяйство;
- нефтяные, газовые, угольные месторождения, газоперекачивающие станции;
- электрификация и теплофикация отдаленных районов [13].

Как показали расчетные исследования по экономическому обоснованию мини-ТЭЦ, при внедрении турбин на низкокипящих рабочих телах, применительно к Украине, срок окупаемости не превышает 3,5–4,5 года (в зависимости от температурного потенциала источника), что для энергетики является хорошим показателем [5].

Комбинированная выработка тепла и электрической энергии с использованием турбин на НРТ обеспечит экономное использование топливно-энергетических ресурсов [14] и позволит внести вклад в реализацию «Энергетическую стратегию Украины до 2030 года» [15]. В [16] показано, что основная цель внедрения энергосберегающих мероприятий заключается в уменьшении топливной (газовой) составляющей в производстве тепловой и электрической энергии.

Государственная политика стимулирования снижения импорта газа в Украину должна учитывать огромный потенциал собственного производства тепловой и электрической энергии, поощряя собственников и инвесторов к развертыванию проектов в этом направлении. В рамках развития принятого Закона Украины «О комбинированном производстве тепловой и электрической энергии (когенерации) и использовании сбросного энергопотенциала» [16] необходимо разработать программу государственной поддержки реконструкции и развития малой энергетики.

Правительством Украины был принят Закон «О внесении изменений в некоторые законы Украины относительно установления «зеленого» тарифа» от 25 сентября 2008 года № 601-VI, которым были внесены изменения в Закон об электроэнергетике [17–19]. Согласно указанному выше Закону, «зеленый» тариф – это специальный тариф, по которому закупается электрическая энергия, произведенная на объектах электроэнергетики, использующих альтернативные источники энергии (Предусмотрены Законом Украины «Об альтернативных источниках энергии» от 20 февраля 2003 года № 555-IV [20]).

Государство должно поощрять мероприятия связанные с повышением эффективности использования теплоты топливных ресурсов (реализуя когенерационные установки малой мощности), например, снижением налогов или их отменой на определенное время с момента ввода электростанции в строй (опыт такого стимулирования имеется в развитых странах).

Выводы

1 На конкретном примере показаны перспективы реализации каскадных тепловых схем для решения задач энергосбережения с использованием турбин на НРТ. Показано, что получаемая мощность второго каскада позволяет увеличить выработку электроэнергии почти вдвое при сохранении горячего водоснабжения в летний период.

2 Выполнен анализ хладонов, применяемых для реализации тепловых схем. В рассматриваемом случае выбор был остановлен на R-600a.

3 Вопросам разработки, производства и внедрения турбин на НРТ в Украине, по нашему мнению, уделяется недостаточно внимания. Выпуск в стране турбин на фреонах, вероятно, позволит уменьшить их стоимость, тем самым повысить экономическую привлекательность соответствующих энергосберегающих проектов для некрупных потребителей.

Список литературы: 1. *Билека, Б.* Утилизация сбросной теплоты ГПА в энергоустановках с низкипящими рабочими телами [Текст] / Б. Билека, Е. Васильев, В. Избаш и др. // Газотурбинные технологии. – 2002. – № 5. – С. 6-10. 2. *Редько, А.А.* Термодинамические параметры геотермальной электрической станции с бинарным сверхкритическим циклом [Текст] / А.А. Редько // Интегрированные технологии и энергосбережение. – 2009. – № 4. – С. 81-85. 3. *Пятничко, В.А.* Утилизация низкопотенциального тепла для производства электроэнергии с использованием пентана в качестве рабочего тела [Текст] / В.А. Пятничко, Т.К. Крушневич, А.И. Пятничко // Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2003. – № 4. – С. 3-6. 4. *Гринман, М.И.* Перспективы применения энергетических установок малой мощности с низкипящими рабочими телами [Текст] / М.И. Гринман, В.А. Фомин // Энергомашиностроение. – 2006. – № 1. – С. 63-69. 5. *Шубенко, А.Л.* Экономическая эффективность утилизации низкопотенциальных вторичных энергетических ресурсов посредством установки турбины на низкипящем рабочем теле [Текст] / А.Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, М.И. Роговой и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2010. – № 6. – С. 18-26. 6. *Марочек, В.И.* Характеристики осевых турбин на НКВ для низкопотенциальных источников тепла / В.И. Марочек, Н.Н. Попов // [Электронный ресурс]. – 5 с. – Режим доступа: http://library.fentu.ru/index.php?option=com_reader&cat=fentu_vologdin_2004. – Загл. с экрана. 7. *Базаев, А.Р.* Исследование термодинамических свойств смесей технически важных веществ как эффективных теплоносителей в энергетических установках [Текст] / А.Р. Базаев // ФИЗИКА. – 2007. – СИД XIII, № 1-2. – С. 57-60. 8. *Шубенко, А.Л.* Утилизация сбросной теплоты технологических процессов промышленного предприятия с целью выработки электроэнергии. [Текст] / А.Л. Шубенко, Н.Ю. Бабак, А.В. Сенцкий и др. // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2012. – № 07(101). – С. 23-29. 9. Промышленные фторорганические продукты: Справ. изд. [Текст] / Б.Н. Максимов, В.Г. Барабанов, И.Л. Серушкин и др. – Л.: Химия, 1990. – 464 с. 10. Компания «FG Wilson» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://dealers.fgwilson.com.ua/>. – Загл. с экрана. 11. ООО Центральная Энергосервисная Компания «ЭСКО-ЦЕНТР» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.esco-infra.com.ua>. – Загл. с экрана. 12. УНИАН экономика [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://economics.unian.net/rus/detail/145029>. – Загл. с экрана. 13. Компания ООО «Центр энергосберегающих технологий ЭКО» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cet.kiev.ua/>. – Загл. с экрана. 14. Закон Украины «Про енергозбереження» № 74/94-ВР, принят 1 июля 1994 года (с изм. и доп.) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/75/94-%D0%B2%D1%80>. – Загл. с экрана. 15. Закон Украины «Энергетическая стратегия Украины на период до 2030 года», распоряжение КМ от 15.03.2006 № 145-р. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/FIN38530.html. – Загл. с экрана. 16. Законов Украины «О комбинированном производстве тепловой и электрической энергии (когенерации) и использовании сбросного энергopotенциала» от 05.04.2005 № 2509-IV [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://gisee.ru/worldsupport/legislation/20025/>. – Загл. с экрана. 17. Закон Украины «О внесении изменений в

некоторые законы Украины относительно установления «зеленого» тарифа» от 25 сентября 2008 года № 601-VI [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://gisee.ru/worldsupport/legislation/20026/>. – Загл. с экрана. **18.** Закон України «Про електроенергетику» від 16.10.1997 № 575/97-ВР [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://zakon1.rada.gov.ua/rada/show/575/97-%D0%B2%D1%80>. – Загл. с экрана. **19.** Постановление НКРЭ от 20 декабря 2001 года № 1241 «О тарифах, дифференцированных по периодам времени» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/GK4298.html. – Загл. с экрана. **20.** Закон Украины «Про альтернативні джерела енергії» №555-IV, принят 20 февраля 2003 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/555-15>. – Загл. с экрана.

Поступила в редколлегию 07.02.13

УДК 621.165

Реализация каскадных тепловых схем с применением турбин на низкокипящих рабочих телах [Текст] / А.Л. Шубенко, А.В. Русанов, А.В. Сенецкий, Р.А. Русанов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 24-29. – Бібліогр.: 20 назв. – ISSN 2078-774X.

Вирішується задача підвищення ефективності роботи вихідної теплової схеми, в замкнутому контурі якої використовується низькокипляче робоче тіло. Спосіб удосконалення теплової схеми - реалізація другого каскаду паралельно мережевій установці (літній режим експлуатації, при збереженні гарячого водопостачання). Вибраний фреон, який найбільш підходить за термодинамічними та екологічними показниками. Проведені попередні розрахункові дослідження показали, що за рахунок застосування другого каскаду електрична потужність установки збільшується майже вдвічі.

Ключові слова: двокаскадна теплова схема, низькокипляче робоче тіло, турбіна на НРТ, направляючі та робочі лопатки, моделювання ступенів турбіни.

The problem of increasing the efficiency of the initial thermal scheme that uses low boiling working body is solved. A method of improving the thermal scheme – implementation of the second stage in parallel network installation (summer mode of operation, while maintaining hot water). Freon is selected that best suits the thermodynamic and environmental indicators. The preliminary computational studies have shown that through the use of the second stage electric power plant increases by almost half.

Keywords: two cascading thermal scheme, low-boiling working fluid, turbine at LWF, guide and working blades, modeling of turbine stages.

УДК 621.165

В.П. СУББОТОВИЧ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;

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

А.В. ЛАПУЗИН, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;

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

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ УЧАСТКА ВЫХОДНОГО ДИФFUЗОРА ТУРБИНЫ СО СПЕЦИАЛЬНЫМ ВДУВОМ ПОТОКА

Приведены результаты расчетных исследований аэродинамики диффузора, характерного для выходных патрубков современных паровых турбин, при наличии специального вдува потока на внешнем обводе диффузора и надбандажной протечки. Показаны особенности течения в той части выходного диффузора, который расположен со стороны противоположной конденсатору, и определены его коэффициенты потерь при различных сочетаниях параметров специального вдува и надбандажной протечки.

Ключевые слова: аэродинамические исследования, выходной диффузор турбины, специальный вдув потока, надбандажная протечка.

Введение

На наружном обводе осерадиальных диффузоров выходных патрубков турбомашин велика вероятность отрыва потока, что связано с резким изменением направления потока от осевого к радиальному и появлению значительных градиентов давления. Для повышения эффективности осерадиальных диффузоров турбомашин используют различные способы управления течением на наружном обводе диффузора [1]. В современных паровых турбинах одним из таких способов является организация специального вдува потока на поверхности диффузора [2, 3]. Кроме того, естественная надбандажная протечка, имеющая место во всех конструкциях турбомашин, также может влиять на течение аналогично вдуву потока в пограничный слой [4].

Особенностью осерадиальных диффузоров выходных патрубков с односторонним выходом рабочего тела из сборной камеры является различный характер течения в каждом из участков в окружном направлении. Если со стороны конденсатора потоку в диффузоре и сборной камере достаточно повернуться на 90° , то с противоположной стороны поворот потока увеличивается до 270° .

В статье приведены результаты расчетных исследований участка выходного диффузора со стороны противоположной конденсатору одной из паровых турбин при различных сочетаниях параметров, определяющих совместное влияние надбандажной протечки и специального вдува потока на наружной поверхности.

Расчетная модель и параметры рабочего тела

Расчет выполнялся с помощью коммерческой *CFD* программы, позволяющей рассчитывать трехмерные, сжимаемые, вязкие, нестационарные потоки. В исследуемой осесимметричной модели диффузора имелось три входных сечения – 1, 2, 3 и одно выходное – 4 (рис. 2а). Поток от входного сечения 1 к выходному сечению 4 поворачивался на $\sim 270^\circ$.

В сечении 1 задавались параметры P_1^* и T_1^* заторможенного потока, имитирующего выход рабочего тела из последней ступени до бандаж. В сечении 2 задавались параметры P_2^* и T_2^* заторможенного потока, имитирующего надбандажную

© В.П. Субботович, Ю.А. Юдин, А.В. Лапузин, А.Ю. Юдин, 2013

протечку. Для цього організована камера с входним сеченням 2, на виході якої мається кільцевої циліндричний канал, утворений початковим участком зовнішнього обводу і надбандажним кільцем. В сеченні 3 задавалися параметри P_3^* і T_3^* затриманого потоку, який спеціально вдувається на торову зовнішню поверхню осеріадіального диффузора через кільцевої конфузори канал, розташований на виході камери з входним сеченням 3. В реальній конструкції вихлопного патрубку параметри всередині цієї камери регулюються сбросом потоку з додаткових отворів в область пониженого тиску. В вихідному сеченні 4 задавалося статическе тиску – P_4 , значення якого по відношенню до тиску гальмування в входному сеченні 1 визначало один з режимів роботи останньої ступені. В якості робочого тіла прийнято повітря.

Незмінні параметри для всіх варіантів розрахунку: тиску і температура гальмування в сеченні 1 – $P_1^* = 120,6$ кПа; $T_1^* = 323$ К, статическе тиску в сеченні 4 – $P_4 = 101,3$ кПа.

Варіюємі параметри: тиску гальмування P_2^* і P_3^* . Тиску P_2^* приймало 5 значень – 94,3; 101,3; 121,3; 141,3; 161,3 кПа. Тиску P_3^* приймало від 6 до 10 значень в діапазоні від 99,8 кПа до 181,3 кПа для кожного задаваного тиску P_2^* . Кількість значень P_3^* визначалося характером залежності коефіцієнта повних втрат диффузора від параметрів, визначають надбандажну протічку і спеціальний вдув потоку. При мінімальних значеннях P_2^* і P_3^* надбандажна протічка і спеціальний вдув потоку практично відсутні.

Слід зауважити, що статическе тиску P_1 і відповідно число Маха M_{C1} в сеченні 1 змінюються і залежать від коефіцієнта повних втрат диффузора, на значення якого суттєвий вплив надають надбандажна протічка і спеціальний вдув потоку. Середні числа Маха M_{C1} на вході в диффузор становили 0,44–0,56. Мінімальне значення $M_{C1} = 0,44$ відповідає найбільшій в розрахунках значенню коефіцієнта повних втрат диффузора – 1,06, а максимальне $M_{C1} = 0,56$ – найменшій його значенню – 0,68.

Аналізовані характеристики диффузора

$$\text{Коефіцієнт повних втрат: } \zeta_{\text{п}} = \frac{1 - \left(\frac{P_4}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}.$$

$$\text{Коефіцієнт втрат з вихідною швидкістю: } \zeta_{\text{вих}} = \frac{1 - \left(\frac{P_4}{P_4^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_1}{P_1^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}}.$$

$$\text{Коефіцієнт внутрішніх втрат: } \zeta = \zeta_{\text{п}} - \zeta_{\text{вих}}.$$

Спеціальний вдув характеризується двома параметрами: тиску гальмування P_3^* і коефіцієнтом імпульсу струї вдува $C_{\mu 3}$ (коефіцієнт $C_{\mu 3}$ змінюється в діапазоні 0,004–0,195)

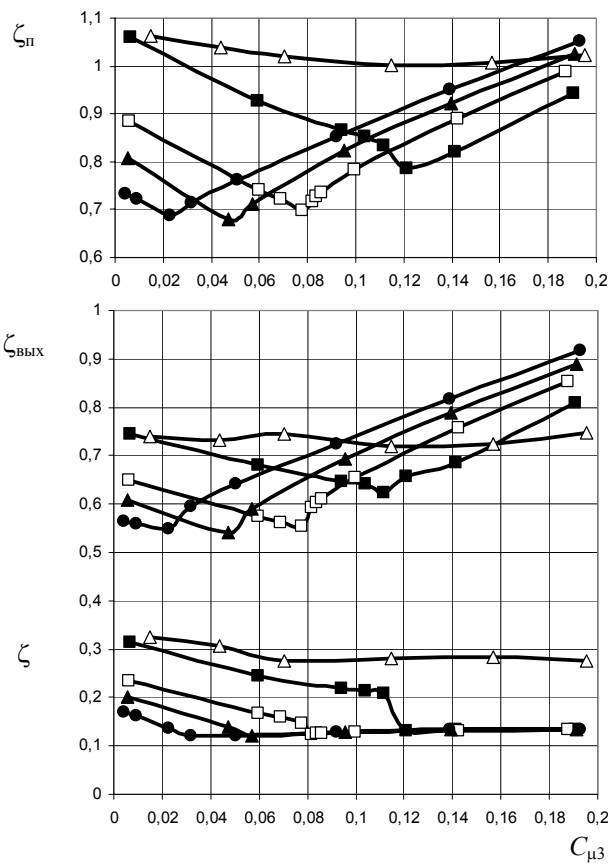
$$C_{\mu 3} = \frac{2G_3 C_3}{G_1 C_1},$$

где G_1 и C_1 – расход и осредненная скорость потока в сечении I ; G_3 и C_3 – расход и осредненная скорость потока специального вдува.

Аналогичный коэффициент импульса используют в авиации [5] для характеристики вдува потока на отклоняющийся закрылок самолета. Только используют другую форму записи $C_{\mu 3} = G_3 C_3 / F_1 (\rho_1 C_1^2 / 2)$ и в качестве характерной площади F_1 принимают площадь закрылка самолета.

Надбандажная протечка охарактеризована параметром – давлением P_2^* .

Результаты расчетных исследований представлены на рис. 1–3.



Δ – $P_2^* = 94,3$; \blacksquare – $101,3$; \square – $121,3$;
 \blacktriangle – $141,3$; \bullet – $161,3$

Рис. 1 – Коэффициенты потерь диффузора

Коэффициенты потерь диффузора представлены на рис. 1. в виде зависимостей коэффициента полных потерь ζ_n диффузора и его составляющих – коэффициентов внутренних потерь ζ и потерь с выходной скоростью $\zeta_{\text{вых}}$ от коэффициента импульса $C_{\mu 3}$ при 5-ти значениях давления P_2^* .

В варианте расчета с минимальным давлением торможения $P_2^* = 94,3$ кПа, при котором надбандажная протечка практически отсутствует, специальный вдув слабо влияет на коэффициенты потерь диффузора, а коэффициент полных потерь ζ_n имеет значения больше 1, т.е. диффузор не восстанавливает давление. Это связано с тем, что при отсутствии надбандажной протечки, основной поток не присоединяется к наружному обводу диффузора во всем диапазоне параметров, характеризующих специальный вдув потока. При наличии надбандажной протечки ($P_2^* > 94,3$ кПа) специальный вдув положительно влияет

на течение и характеристики диффузора. Повышение давления P_2^* , т.е. увеличение скорости надбандажной протечки, снижает оптимальные значения коэффициента импульса $C_{\mu 3}$ специального вдува. Так давлению $P_2^* = 101,3; 121,3; 141,3; 161,3$ кПа соответствуют следующие значения оптимального коэффициента импульса $C_{\mu 3}$ – 0,12; 0,078; 0,047; 0,023. При этом получены практически одинаковые минимальные коэффициенты полных потерь $\zeta_n = 0,68-0,7$ для трех последних значений $C_{\mu 3}$.

Следует заметить, что характер зависимости коэффициента полных потерь $\zeta_n = f(C_{\mu 3})$ в основном определяется коэффициентом потерь с выходной скоростью

$\zeta_{\text{вих}} = f(C_{\mu 3})$ и отличается от характера зависимости коэффициента внутренних потерь $\zeta = f(C_{\mu 3})$. При увеличении коэффициента $C_{\mu 3}$ внутренние потери уменьшаются до значений $\zeta = 0,12-0,13$ и практически не изменяются при дальнейшем росте $C_{\mu 3}$.

Таким образом, оптимальные параметры специального вдува потока необходимо согласовывать с параметрами надбандажной протечки, которая, как известно, определяется многими факторами, а именно: периферийной степенью реактивности, углом выхода потока из направляющего аппарата на периферии, величиной радиального зазора, межвенцовым зазором, перекрышей и др.

Распределение параметров внутри диффузора представлено на рис. 2 линиями тока и на рис. 3 распределением числа Маха. В качестве примера представлены три варианта расчета при следующих сочетаниях параметров надбандажной протечки и специального вдува потока: давление P_2^* фиксировано и равно 121,3 кПа, а давление P_3^* и соответствующий коэффициент $C_{\mu 3}$ принимали значения – 99,8; 131,3; 181,3 кПа и 0,006; 0,078; 0,187.

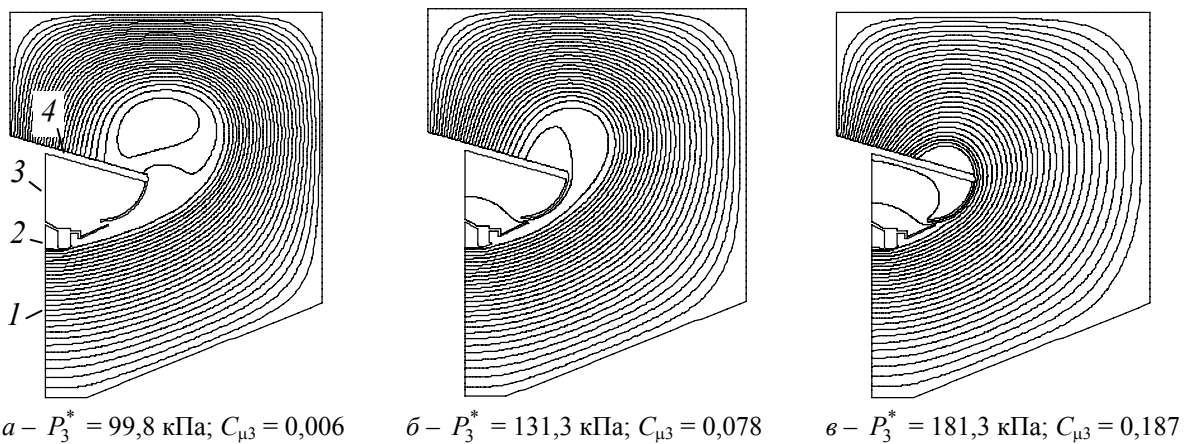
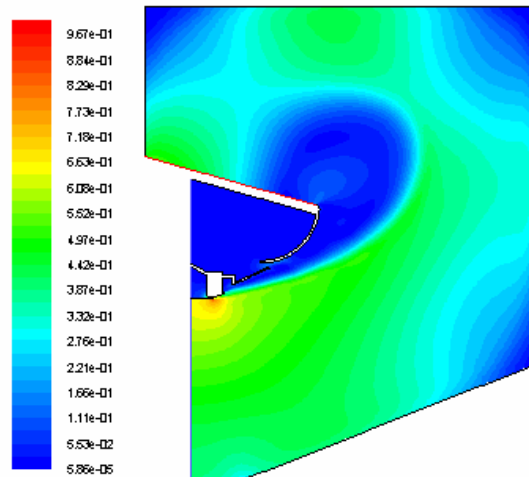
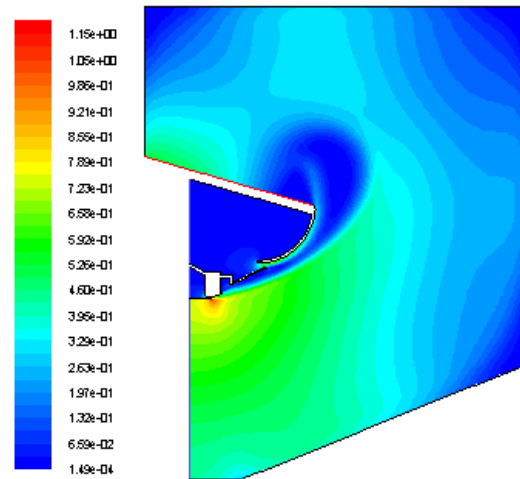


Рис. 2 – Линии тока в диффузоре при трех значениях давления P_3^* и коэффициента $C_{\mu 3}$ и фиксированном давлении $P_2^* = 121,3 \text{ кПа}$

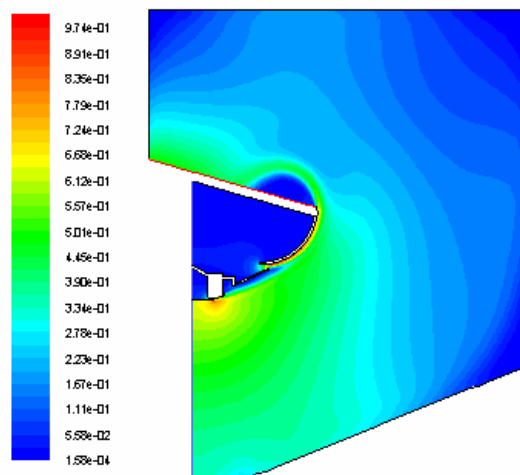
При минимальных значениях параметров $P_3^* = 99,8 \text{ кПа}$ и $C_{\mu 3} = 0,006$, когда специальный вдув практически отсутствует, поток отрывается от наружного обвода диффузора вблизи входного сечения 1 (см. рис. 2а и 3а). Коэффициент полных потерь $\zeta_{\text{п}} = \zeta + \zeta_{\text{вих}} = 0,24 + 0,65 = 0,89$ имеет относительно большое значение, как за счет внутренних потерь, так и потерь с выходной скоростью. При увеличении параметров специального вдува до оптимальных $P_3^* = 131,3 \text{ кПа}$, $C_{\mu 3} = 0,078$ течение в диффузоре становится безотрывным (рис. 2б и 3б) и все анализируемые коэффициенты потерь снижаются до минимальных значений $\zeta_{\text{п}} = \zeta + \zeta_{\text{вих}} = 0,14 + 0,56 = 0,7$. Параметры специального вдува выше оптимальных, несмотря на безотрывное течение в диффузоре, являются избыточными, так как увеличивается потеря с выходной скоростью, зависящая не только от уровня скорости, но и от степени неравномерности потока в выходном сечении 4. Так при предельных в расчетах значениях $P_3^* = 181,3 \text{ кПа}$ и $C_{\mu 3} = 0,187$ коэффициенты полных потерь и потерь с выходной скоростью достигают максимальных значений $\zeta_{\text{п}} = 0,98$ и $\zeta_{\text{вих}} = 0,85$, а поток прижат к наружному обводу диффузора (рис. 2в и 3в).



$a - P_3^* = 99,8 \text{ кПа}; C_{\mu 3} = 0,006$



$b - P_3^* = 131,3 \text{ кПа}; C_{\mu 3} = 0,078$



$c - P_3^* = 181,3 \text{ кПа}; C_{\mu 3} = 0,187$

Рис. 3 – Распределение числа Маха в диффузоре при трех значениях давления P_3^* и коэффициента $C_{\mu 3}$ и фиксированном давлении $P_2^* = 121,3 \text{ кПа}$

Выводы

Определены коэффициенты потерь и исследован характер течения участка выходного диффузора паровой турбины со стороны, противоположной конденсатору, при различных сочетаниях параметров, определяющих совместное влияние надбандажной протечки и специального вдува потока на наружной поверхности диффузора. Показано, что на оптимальные параметры специального вдува существенно влияет надбандажная протечка. Приведенные в статье результаты можно рассматривать в качестве практических рекомендаций для улучшения характеристик выходных диффузоров паровых турбин.

Список литературы: 1. Мигай, В.К. Проектирование и расчет выходных диффузоров турбомашин [Текст] / В.К. Мигай, Э.И. Гудков – Л.: Машиностроение, 1981 – 272 с. 2. Пат. 2053373 Российская Федерация, МПК F 01 D 25/30 Выхлопная часть турбомашин [Текст] / Косяк Ю.Ф., Вирченко М.А., Галацан В.Н. и др.; Заявитель и патентообладатель ОАО «Турбоатом». – №4649389; заявл. 13.02.89; опубл. 27.01.96., Бюл. № 3. – 3 с.: ил. 3. Юдин, А.Ю. Исследование осесимметричных диффузоров выходных патрубков турбомашин со специальным вдувом потока [Текст] / А.Ю. Юдин // Авиационно-космическая техника и технология. – 2011. – № 3(80). – С. 80-84. 4. Гаркуша, А.В. Особенности совместной работы ступени и выхлопного патрубка турбины при различных радиальных зазорах над рабочим колесом [Текст] / А.В. Гаркуша, В.Е. Добрынин, А.В. Лапузин, Ю.А. Юдин // Теплоэнергетика, 1988. – № 8. – С. 33-36. 5. Чжен, П. Управление отрывом потока [Текст] / П. Чжен. – М. Мир, 1979 – 552 с.

Поступила в редколлегию 01.02.13

УДК 621.165

Аэродинамические исследования участка выходного диффузора турбины со специальным вдувом потока [Текст] / В.П. Субботович, Ю.А. Юдин, А.В. Лапузин, А.Ю. Юдин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 30-35. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Наведені результати розрахункових досліджень аеродинаміки диффузора, характерного для вихідних патрубків сучасних парових турбін, при наявності спеціального вдуву потоку на зовнішньому обводі диффузора і понад бандажної витоки. Показані особливості течії у тій частині вихідного диффузора, що розташований зі сторони протилежної конденсатору, та визначені його коефіцієнти втрат при різних сполученнях параметрів спеціального вдуву та понад бандажної витоки.

Ключові слова: аеродинамічні дослідження, вихідний диффузор турбіни, спеціальний вдув потоку, понад бандажна витока.

The calculation aerodynamics investigation results of exhaust manifold diffuser of the modern steam turbines with a special injection flow are described. Features of flow at diffuser part, which placed in exhaust manifolds opposite condenser are demonstrated. Diffuser loss coefficients with different combinations characteristic of the special injection flow and the shroud ring radial leakage are defined.

Keywords: aerodynamical investigations, turbine exhaust diffuser, special flow injection, shroud ring radial leakage.

УДК 621.438.2

С.М. ВАНЕЕВ, канд. техн. наук; доц. СумГУ, Сумы;
В.В. ГЕТАЛО, аспирант СумГУ, Сумы;
С.К. КОРОЛЕВ, с.н.с. ПАО «Сумское НПО им. М.В.Фрунзе»

ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТРУЙНО-РЕАКТИВНОЙ ТУРБИНЫ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА FLOWVISION

В статье затронут актуальный вопрос – решение проблемы энергосбережения в системах добычи газа и, как один из возможных путей, утилизации энергии сжатых газов с применением струйно-реактивной турбины. Данная работа посвящена исследованию течения газа в проточной части и характеристики струйно-реактивной турбины с помощью современного программного комплекса *FlowVision*, а также сравнению полученных результатов с результатами расчета по одномерной теории течения газа.

Ключевые слова: струйно-реактивная турбина, ротор, численное моделирование, экспериментальные зависимости, крутящий момент.

Проблема и ее связь с научными и практическими заданиями

Большое количество эксергии сжатых газов теряется на узлах дросселирования в системах добычи, транспорта, распределения и переработки природного газа. При этом теряется давление природного газа, начиная с природного – пластового в процессе его добычи и до давления, необходимого потребителям природного газа.

Альтернативой регуляторам давления газа и дросселирующим устройствам являются утилизирующие системы, базирующиеся в основном на турбодетандерных электрогенераторных установках и агрегатах (ТДУ и ТДА). Данные системы обеспечивают одновременно снижение и регулирование давления газа при его расширении в турбине, а также получение механической работы на валу турбины с преобразованием ее в электроэнергию.

Необходимо отметить, что производство электроэнергии на газораспределительных станциях и пунктах (ГРС и ГРП) с помощью турбодетандеров – это энергоэффективная и экологически чистая технология, благодаря отсутствию вредного воздействия на окружающую среду, поскольку не сжигается органическое топливо и не выбрасываются вредные вещества в атмосферу.

Одним из наиболее важных аспектов этой проблемы является то, что дросселирующие узлы ГРС и ГРП представляют собой сравнительно простые технологические объекты, автоматизированные простейшей системой регулирования давления газа «после себя» требующие простого и минимального обслуживания персоналом сравнительно низкой квалификации. Необходимо отметить, что турбодетандерные утилизирующие системы на базе классических лопаточных турбин превращают газораспределительные станции и пункты в сложное энергетическое производство требующее постоянного присутствия квалифицированного обслуживающего персонала. Для газовых промышленности различных стран это является сдерживающим фактором, особенно в настоящее время, когда нет больших капиталовложений, а допустимые сроки окупаемости желательно не должны превышать два года. Исходя из этого, применение на малых и средних ГРС установок с классическими лопаточными турбинами является неэффективным в связи с резким ростом их удельной стоимости и увеличением срока окупаемости.

© С.М. Ванеев, В.В. Гетало, С.К. Королев, 2013

В связи с высокой стоимостью турбодетандерных утилизационных установок на базе классической лопаточной турбины по сравнению с дросселирующими системами (на порядок и более дороже), можно сделать вывод, что в настоящее время для малых и средних ГРС и ГРП данные установки практически не являются альтернативой дросселирующим.

Широкое внедрение турбодетандерных утилизационных систем для средних и малых ГРС и ГРП представляется возможным только на основе решений, обеспечивающих быструю и дешевую реконструкцию существующих дросселирующих систем, причем со сроком окупаемости не более двух лет. Эту задачу можно решить путем применения простых и компактных по конструкции систем, обеспечивающих возможность их установки непосредственно взамен клапанов-регуляторов «прямого действия» или параллельно с ними.

Главная проблема при этом заключается в турбине, которая должна быть проста по конструкции с возможностью освоения обычным производством, надежна в эксплуатации, без сложных вспомогательных систем, включая систему подготовки газа перед турбиной, т.е. быть устойчивой к эрозионному износу, загибанию и обледенению. Ведь высокая стоимость ТДА на основе классических лопаточных турбин и сравнительная сложность их эксплуатации и ремонта, связаны именно с турбиной. Сложная и дорогая турбина требует соответствующих сложных вспомогательных систем, обеспечивающих ее надежную работу и требуемый ресурс.

С учетом изложенных аспектов предложено, в качестве альтернативы лопаточным турбинам, использовать для малых ТДА безлопаточную струйно-реактивную турбину (СРТ) в диапазоне мощностей от 50 до 500...700 кВт. СРТ предельно проста по конструкции и может быть освоена любым производством, в том числе малыми предприятиями. Ее стоимость примерно на порядок меньше стоимости классических лопаточных турбин. СРТ представляет собой развитие классического сегнерова колеса и ее можно отнести к новому классу турбин, т.к. по сравнению с классическим сегнеровым колесом она отличается по термодинамическому процессу, а ее эффективность (изоэнтропийный КПД) возросла в несколько раз и, по мере отработки, ее характеристики постоянно улучшаются. По конструкции она относится к безлопаточным турбинам с одиночным подводным соплом, а по кинематике потока – к центробежным реактивным.

Конструктивно СРТ очень проста (рис. 1). Она содержит ротор, состоящий из полого вала и рабочего колеса, выполненного в виде одной, двух или более радиальных сопловых трубок, консольно закрепленных (приваренных) на валу, на свободном конце которых имеются тангенциально направленные тяговые сопла (ТС). Полости вала и сопловых трубок соединены и образуют непрерывный газовый тракт от торцевого входа в осевой канал вала до ТС. СРТ в данном исполнении, в отличие от лопаточных турбин, вообще не имеет быстроизнашиваемых каких-либо контактных или малозазорных лабиринтных уплотнений. Подвод газа в тракт ротора СРТ осуществляется посредством питающего сопла (ПС) с образованием недорасширенной сверхзвуковой струи. Струя, расширяясь, входит в тракт ротора через осевой зазор (нет уплотнения), и перекрывает его, устраняя из него утечку рабочего тела. После скачка поток тормозится в дозвуковом диффузоре и входит в каналы рабочего колеса (РК) с небольшой скоростью и, соответственно, малыми потерями. Истечение газа из тяговых сопел образует реактивную тягу и крутящий момент на валу СРТ, а при вращении вала совершается механическая работа.

Таким образом, принцип действия СРТ заключается в преобразовании

потенциальной энергии сжатого газа в кинетическую энергию сверхзвуковой струи, истекающей из тягового сопла (ТС). Этот процесс является основным и происходит в тяговом сопле.

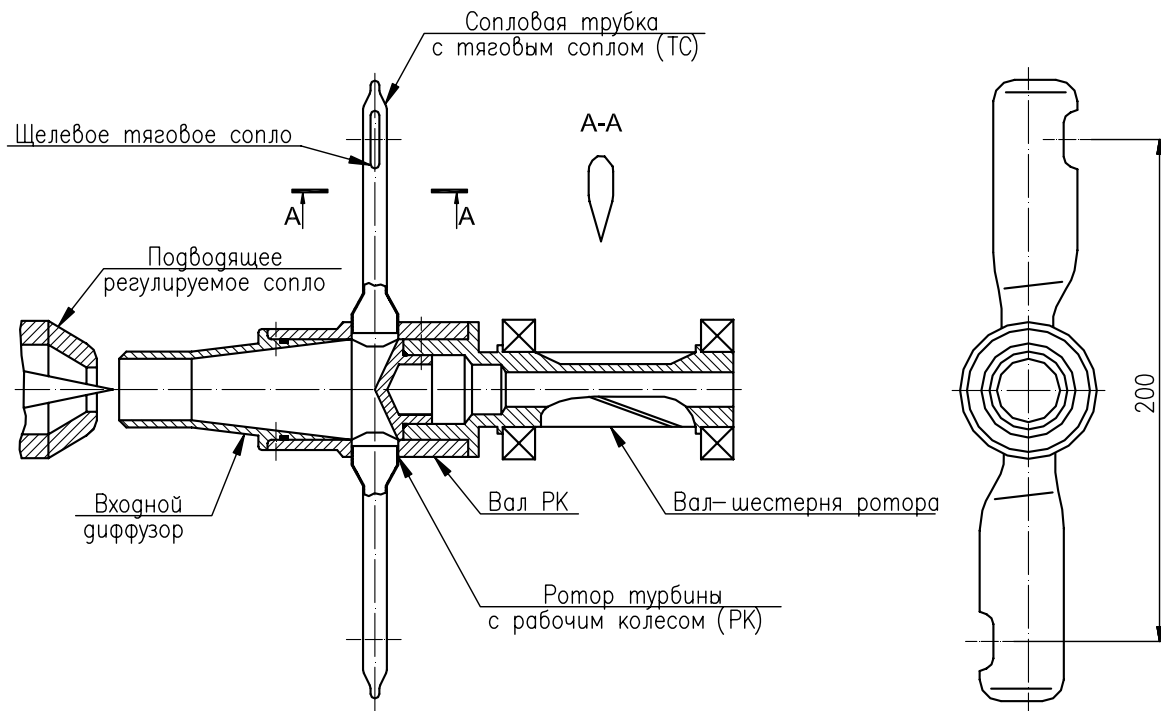


Рис. 1 – Схема струйно-реактивной турбины

Регулирование режимов работы СРТ производится путём перемещения центрального штока (иглы) подводящего сопла, который изменяет площадь критического сечения, т.е. меняется только расход без потери давления на дросселирование.

Анализ исследований, публикаций и постановка задачи

Пробором струйно-реактивной турбины является изобретенное венгерским ученым Сегнером турбинное колесо, названное в его честь. Теория СРТ (сегнерова колеса) рассмотрена в ряде работ [1–5]. Однако, на сегодняшний день, в эпоху информационных технологий, не исследованы характеристики СРТ с помощью программно-вычислительных комплексов.

В последних публикациях [6] исследована проблема волнового кризиса на профилях консолей турбины и предложены рекомендации по исключению работы СРТ в зоне волнового кризиса. Данные исследования проводились с помощью только физического эксперимента. В работах [7, 8] выполнено моделирование и расчет течения газа в проточной части СРТ на пусковом режиме работы с помощью программного комплекса *FlowVision*. Относительная погрешность результатов вычислений между физическим и вычислительным экспериментами составляет менее 3 %, что свидетельствует о целесообразности применения программных комплексов.

Вычислительный эксперимент может стать очень удобной и перспективной альтернативой физическому эксперименту, поскольку позволяет сократить время исследования и повысить экономический эффект.

В настоящее время остается открытым вопрос моделирования течения газа при вращении ротора СРТ.

В данной статье исследовано течение газа в проточной части СРТ с построением зависимости крутящего момента турбины от частоты вращения ротора и проведено сравнение полученных результатов с результатами расчета по одномерной теории [9].

Основная часть с обоснование полученных результатов

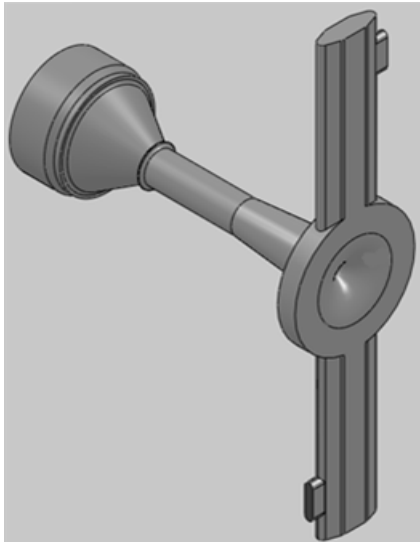


Рис. 2 – Общий вид твердотельной модели проточной части СРТ

Для расчета течения газа в программном комплексе *FlowVision* создана твердотельная модель проточной части СРТ (рис. 2), которая состоит из питающего сопла (ПС) и ротора турбины.

Расчет течения газа в ступени турбины проводился по заданным полным параметрам: избыточному давлению (278846 Па) и температуре (298 К) воздуха на входе в питающее сопло. Задание частоты вращения ротора СРТ осуществлялось ступенчато: 100; 500; 1000; 2000; 4000; 8000 и 16000 об/мин и число оборотов режима холостого хода, согласно полученных экспериментальных данных – 22357 об/мин.

Процесс расчета потока газа контролировался по графикам сходимости различных параметров (т.е. выход расчета на стационарный режим). Пример такого графика для крутящего момента ротора турбины представлено на рис. 3.

После завершения расчета можно визуально оценить процесс течения газа, т.е. изменение контролируемых параметров вдоль проточной части турбины. Примеры визуализации по числу Маха и температуре, при частоте вращения ротора СРТ $n = 22357$ об/мин, представлены на рис. 4, 5.

По результатам расчетов течения газа в программном комплексе *FlowVision* и с помощью одномерной теории построены графики зависимости крутящего момента (без учета момента сопротивлению вращения ротора в среде вязкого газа) от частоты вращения ротора СРТ (см. рис. 6). Расчет характеристики по одномерной теории осуществлялся с помощью прикладных программ, на основе публикаций [10, 11].

Момент на валу турбины определялся уравнением [10]

$$M_T = M_U - M_{c.в.} = M_U - K_{c.в.} \cdot \omega_T^2,$$

где M_U – момент, определенный по теореме об изменении момента количества движения потока газа относительно оси вращения, обусловленный взаимодействием потока газа с элементами проточной части СРТ; $M_{c.в.}$ – момент сопротивления вращению ротора в окружающей среде (момент аэродинамического сопротивления); $K_{c.в.}$ – коэффициент сопротивления вращению; зависит от плотности окружающей среды, наружного диаметра ротора, формы, количества и взаимного расположения трубок плеч ротора, частоты вращения вала турбины; может быть определен только экспериментально; ω_T – угловая скорость вращения турбины.

Для данного случая $M_{c.в.} = 0$, поэтому

$$M_T = M_U.$$

Момент M_U равен [10]

$$M_U = \frac{R_w \cdot D}{2} - \frac{G_m \cdot \omega_T \cdot D^2}{4},$$

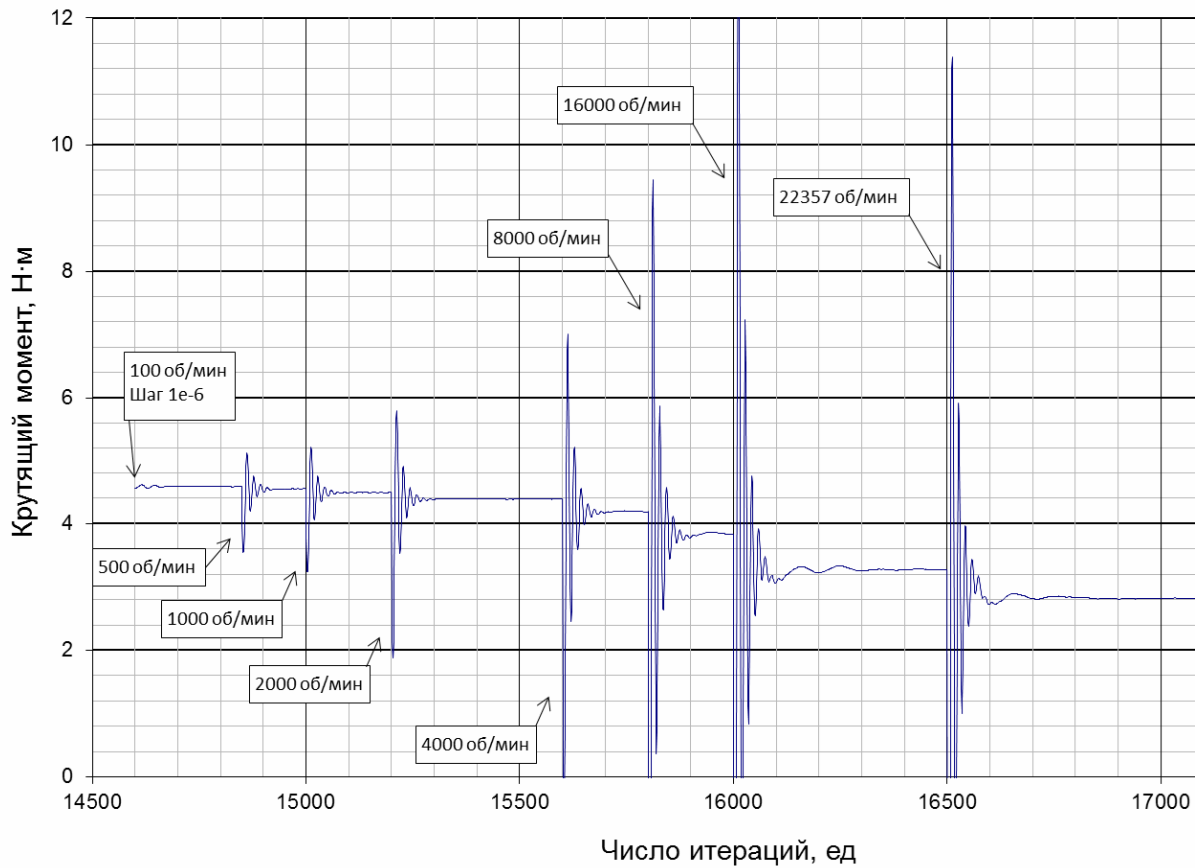


Рис. 3 – График сходимости расчета по крутящему моменту ротора СРТ

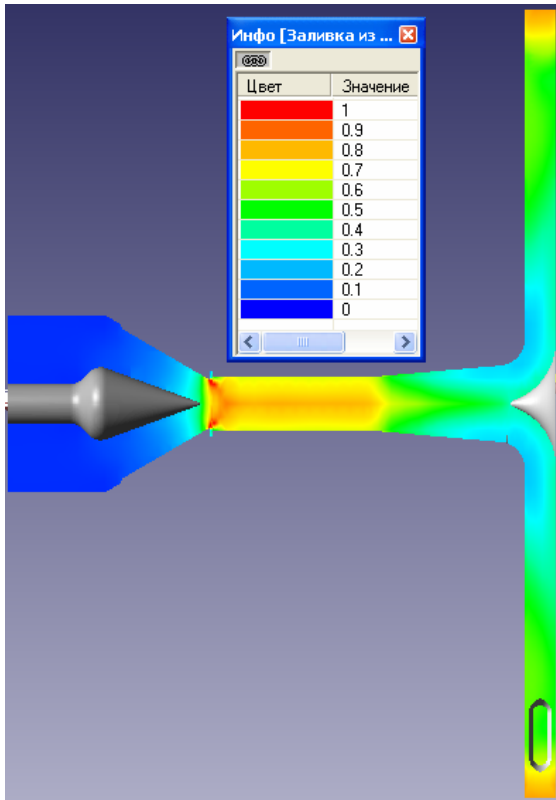


Рис. 4 – Изменение числа Маха по длине СРТ

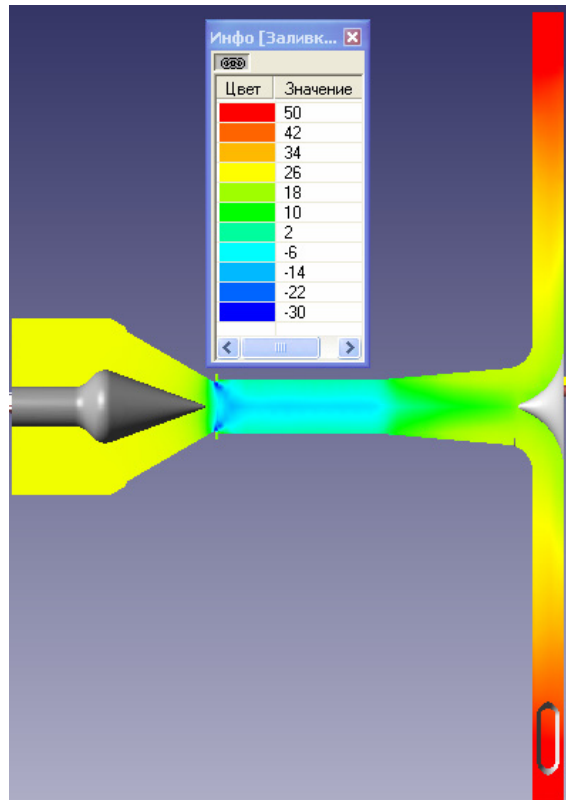


Рис. 5 – Изменение температуры по длине СРТ

где R_W – сила тяги тяговых сопел в относительном движении; D – диаметр расположения осей тяговых сопел относительно оси вращения; G_m – расход газа через тяговые сопла; ω_T – угловая скорость вращения ротора турбины.

Сила тяги R_W определялась по формуле [10]

$$R_W = G_m \cdot W_{\text{ср.т.}} + f_{\text{ср.т.}} \cdot (P_{\text{ср.т.}} - P_{\text{окр.ср.}}),$$

где G_m – расход газа через тяговое сопло; $W_{\text{ср.т.}}$ – скорость газа на срезе тягового сопла в относительном движении; $f_{\text{ср.т.}}$ – площадь сечения тягового сопла; $P_{\text{ср.т.}}$ – давление газа на срезе тягового сопла; $P_{\text{окр.ср.}}$ – давление окружающей среды.

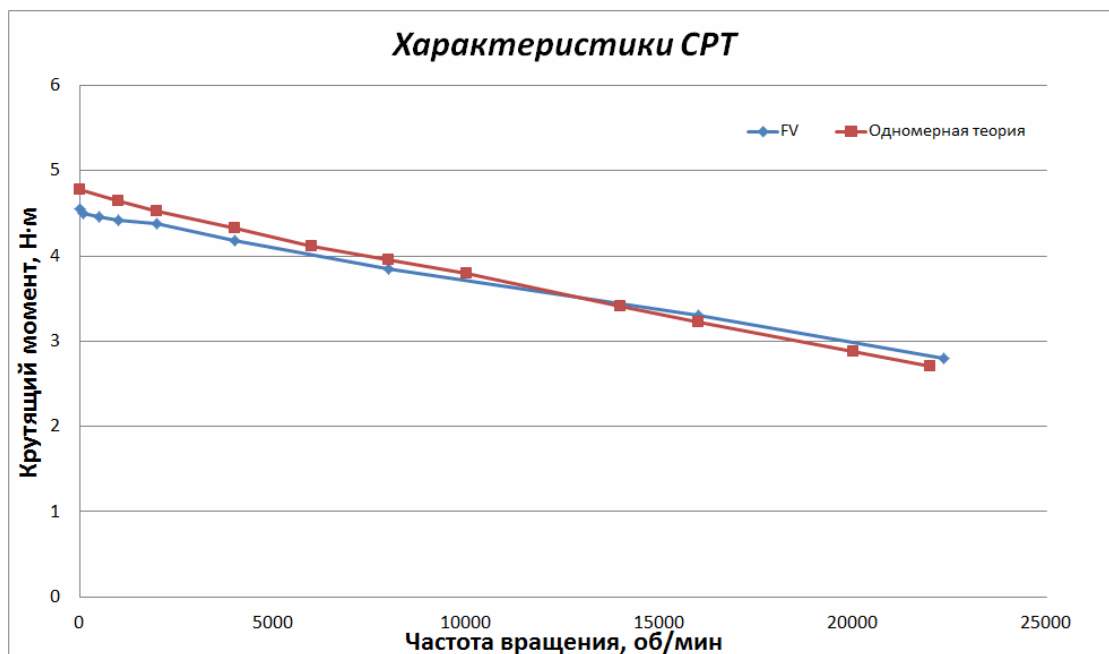


Рис. 6 – Сравнение характеристик по результатам расчета в программном комплексе *FlowVision* и с помощью одномерной теории течения газа

Выводы из данного исследования и перспективы дальнейших разработок в этом направлении

По результатам работы и проведенных исследований необходимо отметить следующее:

1 Выполнено моделирование и расчет течения газа в проточной части СРТ с помощью программного комплекса *FlowVision*. Установлено, что приемлемая точность результатов обеспечивается при следующих условиях расчета:

– адаптация входа в питающее сопло – 1 уровень; адаптация стенок тяговых сопел и выхода из тяговых сопел – 2 уровень; адаптация выхода из питающего сопла, зазора между статором и ротором – 3 уровень;

– шаг расчета по времени должен быть не более $1 \cdot 10^{-6}$ с.

2 Достаточно хорошее совпадение результатов расчета по одномерной теории течения газа и с помощью программного комплекса *FlowVision* (относительная погрешность менее 5 %).

3 Вычислительный эксперимент может стать очень удобной и перспективной альтернативой физическому эксперименту, что позволит сократить время исследования и повысить экономический эффект.

4 Дальнейшие исследования и разработки в этом направлении будут сосредоточены на:

- создание трёхмерной модели СРТ, установленной в неподвижном корпусе;
- выполнение расчета течения газа и обработке условий (таких как: задание типов граничных условий, уровней адаптации, шага по времени и т.д.), при которых будет обеспечиваться приемлемая точность полученных результатов;
- сравнение результатов, полученных экспериментальным путем с расчетом в программном комплексе *FlowVision*.

Список литературы: 1. Саяпин, В.В. Оптимизация параметров пневмопривода со струйным двигателем [Текст] / В.В. Саяпин // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1984. – Вып. 10. – С. 58-63. 2. Саяпин, В.В. Оптимизация параметров струйного двигателя по критерию минимума расхода газа [Текст] / В.В. Саяпин, И.А. Марочкина // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1987. – Вып. 13. – С. 96-102. 3. Чащин, В.А. Пневмопривод систем управления летательных аппаратов [Текст] / В.А. Чащин, О.Г. Камладзе, А.Б. Кондратьев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1987. – 248 с. 4. Струйно-реактивный двигатель и возможность его использования [Текст] / С.М. Ванеев [и др.] // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1990. – № 6. – С. 16-17. 5. Кириллов, И.И. Теория турбомашин [Текст] / И.И. Кириллов, А.И. Кириллов. – Л.: Машиностроение, 1974. – 320 с. 6. Ванеев, С.М. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандерного агрегата [Текст] / С.М. Ванеев, В.В. Гетало, С.К. Королев // Энергетические та теплотехнические процессы и установки. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – № 8. – 2012. – С. 82-90. – ISSN 2078-774X. 7. Исследование струйно-реактивной турбины для турбодетандеров в системах редуцирования газа [Текст] / С.М. Ванеев [и др.] // Материалы VIII международной научно-технической конференции посвященной 90-летию Одесской государственной академии холода: Устойчивое развитие и искусственный холод, 8-10 октября 2012 года. – 2012. – С. 386-390. 8. Исследование нереверсивной струйно-реактивной турбины для турбодетандера с помощью программного комплекса FlowVision [Текст] / С.М. Ванеев [и др.] // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2012. – № 3(29). – С. 22-28. 9. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика [Текст] / Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с. 10. Ванеев, С.М. Расчет характеристик струйно-реактивной турбины [Текст] / С.М. Ванеев // Машиностроение. Вестник НТУУ «КПИ»: Сб. науч. трудов. – К., 1999. – Вып.36. – С. 263-269. 11. Ванеев, С.М. Структура потерь энергии и КПД струйно-реактивной газовой турбины [Текст] / С.М. Ванеев // Вісник Сумського державного університету. Серія технічні науки. – Суми, 2001. – № 9(30)-10(31) – С. 207-214.

Поступила в редколлегию 11.02.13

УДК 621.438.2

Исследование характеристики струйно-реактивной турбины с помощью программного комплекса FlowVision [Текст] / С.М. Ванеев, В.В. Гетало, С.К. Королев // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 12(986). – С. 36-42. – Бібліогр.: 11 назв. – ISSN 2078-774X.

У статті порушене актуальне питання – вирішення проблеми енергозбереження в системах видобутку газу і, як один з можливих шляхів, утилізації енергії стиснутих газів із застосуванням струминно-реактивної турбіни. Дана робота присвячена дослідженню течії газу в проточній частині і характеристики струминно-реактивної турбіни за допомогою сучасного програмного комплексу *FlowVision*, а також порівнянню отриманих результатів з результатами розрахунку по одомірній теорії течії газу.

Ключові слова: струминно-реактивна турбіна, ротор, чисельне моделювання, експериментальні залежності, крутний момент.

The article is raised an urgent question – the problem of energy saving in gas production systems and, as one of the possible way, the energy recovery of compressed gas with using the jet reactive turbine. This work is devoted to research gas flow inside the jet reactive turbine and the curve of this turbine with a modern software system *FlowVision*. After that we compare the results with the results of the one-dimensional theory of gas flow.

Keywords: jet-reactive turbine, rotor, numerical simulation, experimental dependences, torque.

УДК 621.515.1

Г.А. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; проф. СумГУ, Сумы;
И.В. ЮРКО, аспирант СумГУ, Сумы

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ВХОДНОГО РЕГУЛИРУЮЩЕГО АППАРАТА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Проведено исследование влияния основных геометрических параметров входного регулирующего аппарата (ВРА) на величину потерь и закрутку потока перед рабочим колесом центробежного компрессора. Разработаны параметрические модели подводящего канала и ВРА осевого типа с поворотными лопатками. Численное исследование проводилось в программном комплексе *ANSYS CFX* с использованием методов теории планирования экспериментов. Решена задача оптимизации входного регулирующего аппарата с подводящим каналом, где комплексной целевой функцией являлась минимизация суммарных потерь в ВРА и подводящем канале при задаваемых среднеинтегральных углах закрутки потока на входе в рабочее колесо.

Ключевые слова: компрессор, регулирование, планирование эксперимента, оптимизация.

Введение. Для регулирования стационарных центробежных компрессорных агрегатов все более широко используются входные регулирующие аппараты с поворотными лопатками, с помощью которых достигается требуемая закрутка потока на входе в рабочее колесо при изменении производительности компрессора. Профили лопаток ВРА симметричные и при больших углах поворота обтекаются со значительными потерями. Для уменьшения углов поворота лопаток при требуемой закрутке потока на входе в рабочее колесо, исходя из уравнения сохранения момента количества движения, следует целесообразность установки ВРА на возможно большем радиусе. При этом лопатки укорачиваются, и появляется необходимость установки кольцевого подводящего канала с криволинейными обводами. Задача рационального проектирования состоит в правильном подборе геометрических параметров всех элементов (радиуса установки ВРА, параметров лопаточной решетки, формы подводящего канала), обеспечивающих минимальные потери во всем диапазоне изменения углов поворота лопаток ВРА.

Решение сложных задач оптимизации в трехмерной постановке требует больших затрат машинного времени [1]. В связи с этим на предварительном этапе оптимизации целесообразно применять методы теории планирования эксперимента (ТПЭ), в частности полные факторные планы, греко-латинские квадраты и планы Бокса-Бенкена.

Постановка задачи и объект исследований. В связи с недостаточностью данных системных исследований решеток профилей с поворотными лопатками, кольцевых входных регулирующих аппаратов и подводящих каналов, в данной работе поставлена задача численного исследования этих элементов применительно к центробежным компрессорам с осерадиальными рабочими колесами.

Целью работы является получение формальных математических моделей в виде квадратичного полинома для изучения влияния основных геометрических параметров элементов на величину потерь и закрутки потока в них, а так же изучение возможности оптимизации данных элементов с применением методов ТПЭ.

На первом этапе осуществлялось проектирование и дальнейшее исследование подводящего канала для центробежного компрессора производительностью 5 кг/с. Рабочее колесо – осерадиальное, наружный диаметр $D_2 = 397$ мм, число лопаток $z = 16$, $d_{ВТ} = 94$ мм, $d_{ПЕР} = 235$ мм (см. рис. 1а).

© Г.А. Бондаренко, И.В. Юрко, 2013

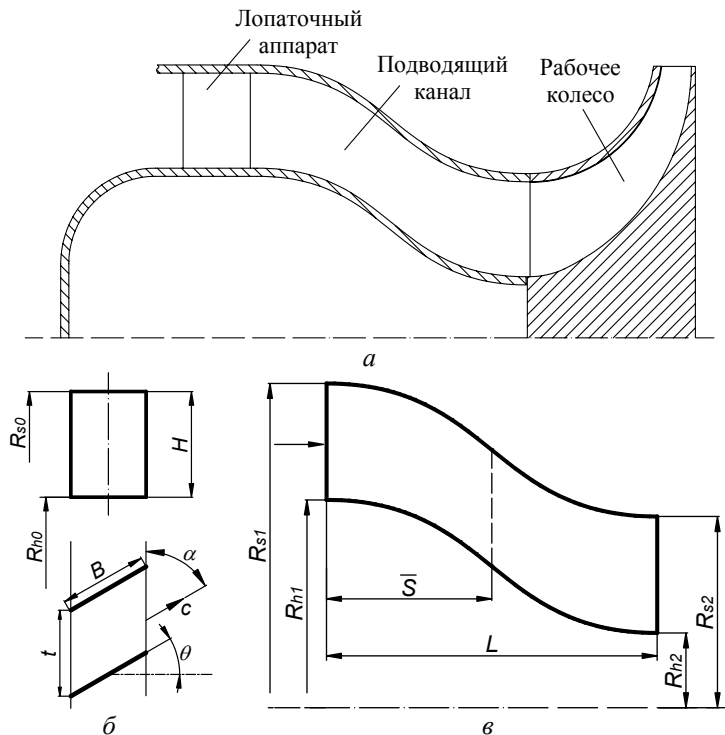


Рис. 1 – Объект исследования и основные геометрические параметры элементов:
 а – общая схема; б – лопаточный аппарат ВРА;
 в – кольцевой подводящий канал

Для обеспечения наиболее гибкого управления формой подводящего канала с использованием возможно минимального количества управляющих точек применялись рациональные B-сплайны, в частности кривые Безье третьего порядка. Основными преимуществами этих кривых является легкая параметризация расчетов, плавное изменение кривизны кривой и возможность создания меридиональных обводов любой формы с использованием всего лишь 4-х точек, две из которых соответствуют координатам начала и конца кривой, а остальные точки отвечают за форму изгиба. На входе и выходе из подводящего канала кривая располагалась

касательно оси абсцисс. Разработанная параметрическая модель включает следующие геометрические факторы: отношение среднеарифметических радиусов $\overline{Rr} = \frac{R_{s0} + R_{h0}}{R_{s1} + R_{h1}}$, и

площадей $\overline{Ar} = \frac{R_{s0}^2 - R_{h0}^2}{R_{s1}^2 - R_{h1}^2}$ входного и выходного сечений канала, осевая длина канала L ,

координаты точки перегиба канала \overline{S} (см. рис. 1в). Диапазоны изменения входных критериев были приняты следующими: $\overline{Rr} = 1,2-2,6$, $L = 300-500$ мм, $\overline{S} = 35\%-65\%$ от длины канала.

Задача оптимизации состоит в отыскании такого допустимого, т.е. удовлетворяющего ограничениям, сочетания факторов, которое давало бы экстремальное значение целевой функции. Для получения формальной макромодели использовался аппарат регрессионного анализа и теории планирования эксперимента [2]. В качестве функциональной связи между геометрическими параметрами канала и выходными данными был выбран полином второго порядка вида:

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^n a_i x_i + \sum_{i=1}^n a_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^n \sum_{j<i}^n a_{ij} x_i x_j .$$

Для построения квадратичной модели функции отклика необходимо варьирование независимых факторов как минимум на трех уровнях. Для исследования влияния трех факторов на трех уровнях требуется 27 опытов. Для сокращения количества опытов в производстве применяются симметричные некомпозиционные

планы Бокса-Бенкена, которые для трех факторов позволяют получить значения коэффициентов квадратичного полинома, используя только 13 опытов. План Бокса-Бенкена представляет собой часть полного трехуровневого плана второго порядка, который по статистическим характеристикам превосходит известные центрально-композиционные ортогональные и ротатабельные планы.

В данной работе расчетные точки вычислительного эксперимента выбирались по плану полного факторного эксперимента с дальнейшим сравнением с планом Бокса-Бенкена. В точках плана осуществлялось численное моделирование течения газа с применением программного комплекса *ANSYS CFX*. Комплекс хорошо зарекомендовал себя в турбомашиностроении при решении многих задач газовой динамики как стационарного, так и нестационарного характера [3, 4]. Задача принималась осесимметричной и решалась в квазитрехмерной постановке, на основе решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. Моделирование турбулентных эффектов осуществлялось посредством *SST* модели Ментера [5]. Расчетная область подводящего канала описывалась тетраэдрической сеткой с призматическим слоем у стенок. Размер ближайшей к поверхности ячейке соответствовал безразмерной величине $y^+ < 2$. В качестве исходных данных для расчетов были приняты: полное давление, полная температура, угол закрутки потока на входе и массовый расход на выходе из расчетной области. Рабочее тело – вязкий сжимаемый воздух. Турбулентность потока на начальном участке 3 %. В качестве критерия сходимости принимается условие достижения максимальными невязками параметров течения значений ниже 10^{-5} , либо отсутствие больших осцилляций в значениях выходных параметров.

В результате численных расчетов определялись два выходных параметра: Среднеинтегральное значение угла выхода потока из канала

$$\alpha = \arctg\left(\frac{C_a}{C_u}\right),$$

где C_a и C_u – осевая и окружная составляющая абсолютной скорости.

Среднеинтегральное значение коэффициента потерь на выходе из канала

$$\zeta = \frac{P_0^* - P_1^*}{P_0^* - P_0},$$

где P_0^* , P_0 – полное и статическое давление на входе в канал; P_1^* – полное давление на выходе из канала.

Обработка результатов вычислительного эксперимента проводилась с применением программ *Microsoft Excel* и *Statistica*. Анализ расчетных точек показал, что поверхности отклика, созданные на основании полного факторного эксперимента и с использованием плана Бокса-Бенкена, практически не отличаются друг от друга. Проверка адекватности формальной макромодели показала, что относительная погрешность определения выходных параметров в расчетных точках составила меньше 1 %. Следовательно, можно сделать вывод о возможности применения планов Бокса-Бенкена, которые уменьшают количество расчетных точек для построения поверхности отклика и тем самым сокращают время расчета. Так же в результате анализа подтвердился тот факт, что с уменьшением интервала варьирования входных параметров, уменьшается остаточная дисперсия коэффициентов формальной макромодели. Ниже представлена диаграмма, показывающая значимость входных параметров для выходных критериев (см. рис. 2).

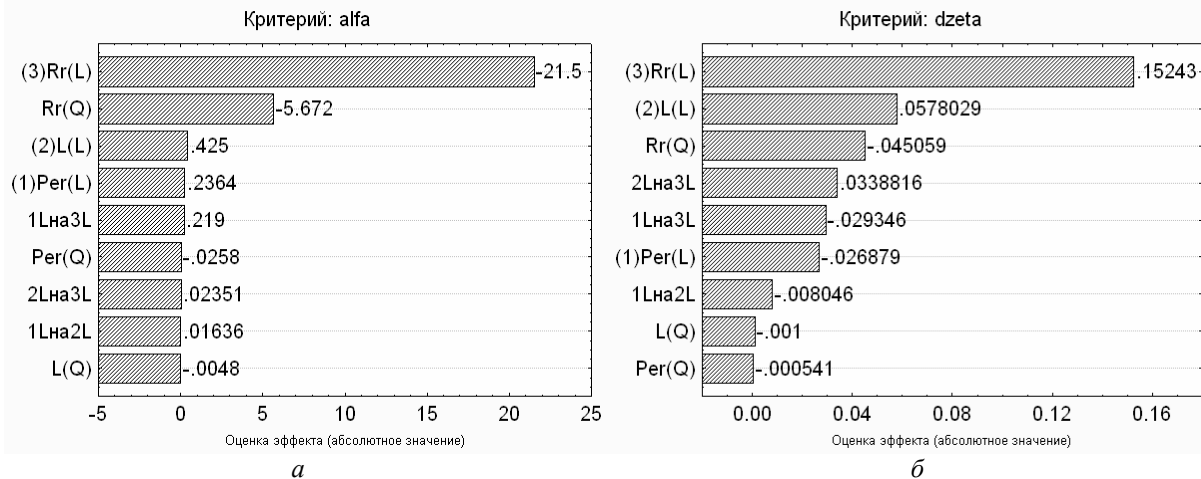


Рис. 2 – Диаграмма значимости (чувствительности) эффектов:
 а – угол потока α ; б – коэффициент потерь ζ

Как видно из диаграммы, на величину угла выхода потока больше всего влияет параметр \overline{Rr} (отношение средних радиусов входа к выходу). Остальные факторы и их сочетания являются статистически незначимыми. На коэффициент потерь в большей мере так же влияет параметр \overline{Rr} , а так же длина канала L и парное взаимодействие этих факторов.

Рассмотрение только интегральных параметров на выходе не достаточно для того чтобы сделать вывод о том, какая форма канала является наиболее эффективной с точки зрения обеспечения необходимой закрутки с минимальными потерями. Для этого были построены и проанализированы эпюры скоростей и углов закрутки по высоте канала для всех точек плана, что позволило сделать ряд рекомендаций для проектирования канала:

1) Целесообразно сокращать длину канала до минимума, так как она не влияет на величину закрутки, но существенно влияет на величину коэффициента потерь.

2) Чем дальше от входа находится точка перегиба канала, тем больше угол выхода потока и меньше коэффициент потерь, но менее равномерна по высоте канала эпюра осевой составляющей абсолютной скорости.

3) Повышение параметра \overline{Rr} выше определенного значения не влияет на угол выхода потока. Так, при угле потока на входе $\alpha_1 = 45^\circ$, минимально возможный угол потока на выходе $\alpha_2 = 24^\circ$, при любом повышении \overline{Rr} .

4) При увеличении отношения площадей входа к выходу (параметр \overline{Ar}), угол потока на выходе увеличивается, а коэффициент потерь практически не изменяется. Поэтому для увеличения закрутки на выходе рекомендуется проектировать канал с одинаковой площадью на входе и выходе ($\overline{Ar} = 1$).

Учитывая все полученные рекомендации, была проведена многокритериальная оптимизация на основании функции желательности Харингтона с помощью программы *Statistica*. Для угла выхода потока равного 30° , была получена форма канала со значением критерия желательности равным 0,87 и со следующими параметрами: $\overline{Rr} = 1,97$; $\overline{Ar} = 1$; $L = 300$; $\overline{S} = 60$. Среднеинтегральный коэффициент потерь для данного варианта равен $\zeta = 0,116$. Для угла выхода потока 45° при оптимальных параметрах $\overline{Rr} = 1,92$, $\overline{Ar} = 1$, $L = 300$, $\overline{S} = 60$ среднеинтегральный коэффициент потерь равен $\zeta = 0,077$.

Данный подход был использован на втором этапе для оптимизации лопаточной решетки ВРА (см. рис. 1б).

Вопрос исследования решеток ВРА вызван крайне ограниченной информацией касательно влияния основных параметров решеток ВРА на выходные данные. В отличие от соплового аппарата турбины, который представляет собой неподвижно установленные в оптимальном положении лопатки с аэродинамически совершенным профилем, ВРА – решетка с лопатками симметричных профилей с переменным углом установки, который колеблется от 0° до 45° . Особенность исследуемых решеток заключается в том, что обтекание лопаток при таких переменных углах поворота заведомо не оптимально и тем больше, чем больше отклонение угла поворота от исходного (обычно совпадающего с направлением течения).

При таких углах атаки могут совершенно измениться представления об оптимальных значениях относительного шага решетки, количества лопаток, относительной высоты лопаток и пр. С целью выявления этих особенностей была поставлена задача численного расчета течения в решетках при изменяющихся геометрических параметрах.

Варьировались следующие параметры: число лопаток z , относительный шаг решетки \bar{t} и отношение среднеарифметических радиусов \overline{Rr} . Площади входа и выхода из решетки были равны. Параметр \overline{Rr} изначально предопределил высоту лопаток. Лопатки имели форму пластины толщиной $\delta = 4$ мм, входная и выходная кромки скруглены радиусом $r = 2$ мм. Длина лопаток изменялась от 20 мм до 114 мм, в зависимости от того какой относительный шаг требовалось получить при заданном числе лопаток. Исследованы решетки с углом установки $\theta = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ и 45° . В итоге был определен диапазон изменения входных параметров: $z = 15-35$; $\overline{Rr} = 1,2-2,6$; $\bar{t} = 0,8-1$. На выходе из лопаточной решетки, как и на предыдущем этапе, определялись два критерия: ζ и α . Был составлен полный трехфакторный план, в точках которого осуществлялось численное моделирование.

Из-за больших углов атаки при обтекании лопаточного аппарата, значения выходных критериев не сходились, а осциллировали относительно некоторого среднего значения. Амплитуда осцилляции возрастала с увеличением угла атаки. Так, для угла 30° амплитуда колебаний составила 2 % относительно среднего значения, а для угла 45° – 5 %.

Процедура обработки полученных данных была аналогична предыдущему этапу. Для всех точек плана, коэффициент потерь на выходе для угла атаки 0° находился в диапазоне $\zeta = 0,066-0,147$, для $\theta = 15^\circ$ $\zeta = 0,127-0,206$, для $\theta = 30^\circ$ $\zeta = 0,308-0,407$, а для $\theta = 45^\circ$, из-за появления существенных срывных зон коэффициент ζ возрос до значений $0,82-1,15$. Среднеинтегральный угол потока на выходе из колеса находился в диапазоне $\alpha = 70^\circ-73^\circ$ для $\theta = 15^\circ$, $\alpha = 50^\circ-55^\circ$ для $\theta = 30^\circ$, и $\alpha = 33^\circ-37^\circ$ для $\theta = 45^\circ$. По результатам расчетов была составлена формальная макромодель и построены поверхности отклика. Анализируя результаты можно сделать ряд заключений:

1) При разном значении \overline{Rr} влияние числа лопаток z и относительного шага \bar{t} на выходные критерии изменяется. Для $\overline{Rr} = 1,2$ коэффициент потерь возрастает с увеличением z и уменьшением \bar{t} , а для $\overline{Rr} = 2,6$ – наоборот.

2) При увеличении \overline{Rr} меньшим коэффициентом потерь обладает аппарат с большим числом лопаток, а при уменьшении \overline{Rr} эффективнее лопаточный аппарат с меньшим количеством лопаток для любого относительного шага.

3) По мере увеличения значения параметра \overline{Rr} влияние факторов \bar{t} и z на величину закрутки потока α на выходе увеличивается.

4) При значении параметра $\overline{Rr} = 1,2$ и максимальном числе лопаток $z = 35$ закрутка потока больше, когда относительный шаг $\bar{t} = 1$, а в случае, когда $\overline{Rr} = 2,6$ закрутка потока больше при $\bar{t} = 0,8$. Наибольшее влияние на величину закрутки оказывает число лопаток.

Полученные выводы хорошо согласуются с физической картиной течения. При увеличении количества лопаток, на меньшем радиусе, сокращается хорда лопатки и соответственно возрастает значение безразмерной высоты H/B до 3, где преобладают пространственные отрывные течения по всей высоте лопатки, особенно у втулочной зоны из-за действия положительного градиента давления. Но при этом закрутка потока из-за стеснения увеличивается. На большем радиусе при уменьшении количества лопаток длина хорды увеличивается, а безразмерная высота уменьшается до 0,3, что влечет за собой повышенные потери на трение о лопатку и появление развитого отрыва потока на начальном участке лопатки, соединяющимся с закомочным следом. Поток здесь закручивается меньше, из-за малой нагруженности лопаточного аппарата.

При проведении многокритериальной оптимизации лопаточного аппарата с углом установки $\theta = 30^\circ$ было определено, что максимальная закрутка потока при минимальном коэффициенте потерь достигается при следующих значениях входных факторов: $\overline{Rr} = 1,2$, $z = 15$, $\bar{t} = 0,9$. Для этого варианта $\alpha = 53^\circ$ и $\zeta = 0,31$. Для угла установки лопаток $\theta = 45^\circ$ при оптимальных параметрах $\overline{Rr} = 2,6$, $z = 30$, $\bar{t} = 0,8$ критерии $\alpha = 34^\circ$ и $\zeta = 0,83$. Существенно, что для разных углов установки оптимальные параметры решетки оказались различными.

Полученные результаты относятся только к изолированной решетке, и ранее было показано, что подводящий канал с большим значением \overline{Rr} может существенно увеличить закрутку потока, создаваемую лопаточным аппаратом. На завершающем этапе был проведен расчет совместно лопаточного аппарата и подводящего канала при трёх значениях параметра \overline{Rr} : 1,2; 1,9; 2,6. Для каждого варианта были подобраны

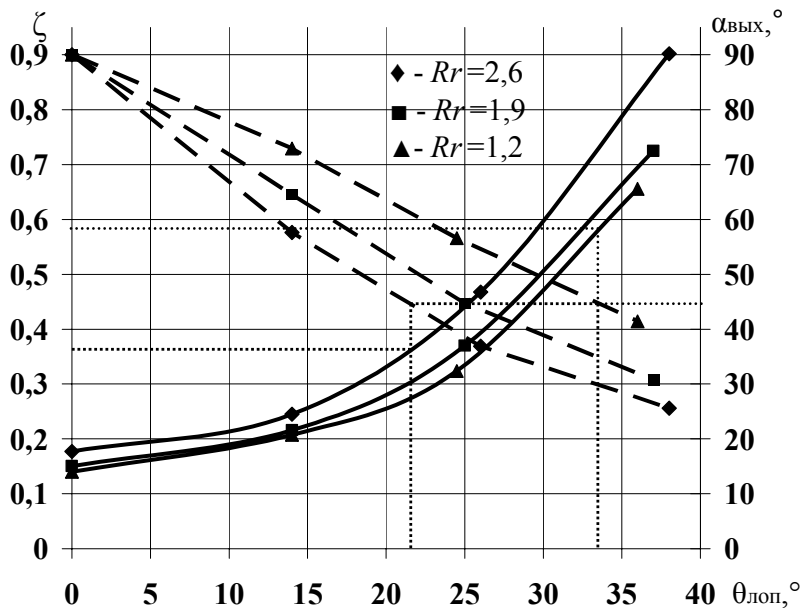


Рис. 3 – Расчетные характеристики ВПА: сплошная линия – ζ ; пунктирная линия – α

оптимизированные в отдельности лопаточные аппараты и подводящие каналы.

Окончательные графики коэффициента потерь и угла потока на выходе из ВПА представлены на рис. 3.

Если сравнивать коэффициент потерь, определенный для совместной работы подводящего канала и лопаточного аппарата, то он оказался больше суммы потерь элементов, рассчитанных по отдельности.

Это объясняется тем, что при совместной работе элементов закрученный лопатками поток поступает в подводный канал уже с потерями и в канале эти потери усиливаются.

Как видно, из рис. 3. для обеспечения необходимой закрутки потока на входе в рабочее колесо ($\alpha = 45^\circ$) с минимальными потерями, целесообразно угол установки лопаточного аппарата уменьшать, а «докручивать» поток за счет размещения самого аппарата на большем радиусе. Величина, на которую необходимо поднять аппарат будет зависеть от необходимой глубины регулирования центробежного компрессора.

Выводы. Получены формальные математические модели лопаточного аппарата и подводного канала, исследование которых позволило выявить взаимосвязи между геометрическими параметрами элементов и выходными критериями. Выполнена многокритериальная оптимизация, которая позволила найти геометрические параметры подводного канала и лопаточного аппарата, обеспечивающие необходимую закрутку потока на выходе при минимальном коэффициенте потерь. Предложенный подход может успешно применяться для дальнейшей оптимизации элементов компрессорной ступени с ВРА.

Список литературы: 1. Бойко, А.В. Аэродинамический расчет и оптимальное проектирование проточной части турбомашин [Текст]: моногр. / А.В. Бойко, Ю.Н. Говорушенко, С.В. Ершов, А.В. Русанов, С.Д. Северин. – Х.: НТУ «ХПИ», 2002. – 356 с. – ISBN 966-593-228-4. 2. Адлер, Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1976. – 280 с. 3. Шелковский, М.Ю. Верификация программного комплекса *ANSYS CFX* для численного анализа трехмерного вязкого течения в компрессоре [Текст] // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – № 3/10 (57). – С. 60-65. – ISSN 1729-3774. 4. Ануров, Ю.М. Численный анализ возможностей 2-D и 3-D методов проектирования осевых турбомашин [Текст] / Ю.М. Ануров, С.О. Беляева, В.А. Коваль, Е.А. Ковалева, С.В. Ярославцев // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/5 (40). – С. 12-18. – ISSN 1729-3774. 5. Menter, F.R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications [Text] / F.R. Menter // AIAA J. – 1994. – 32, № 18. – P. 1598-1605.

Поступила в редколлегию 25.01.13

УДК 621.515.1

Оптимизация параметрической модели входного регулирующего аппарата центробежного компрессора [Текст] / Г.А. Бондаренко, И.В. Юрко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 43-49. – Бібліогр.: 5 назв. – ISSN 2078-774X.

Проведено дослідження впливу основних геометричних параметрів вхідного регулюючого апарату (ВРА) на величину втрат і закрутку потоку перед робочим колесом відцентрового компресора. Розроблено параметричні моделі підвідного каналу і ВРА осевого типу з поворотними лопатками. Чисельне дослідження проводилося в програмному комплексі *ANSYS CFX* з використанням методів теорії планування експериментів. Розв'язана задача оптимізації вхідного регулюючого апарату з підвідним каналом, де комплексної цільової функцією була мінімізація сумарних втрат в ВРА і підвідному каналі при заданих середньоінтегральних кутах закрутки потоку на вході в робоче колесо.

Ключові слова: компресор, регулювання, планування експерименту, оптимізація.

Research of influence of the basic geometric parameters on losses and a swirling flow in front of the impeller of the adjustable centrifugal compressor is performed. Parametrical models of the inlet duct and axial inlet guide vane (IGV) with rotary blades are developed. Numerical research was carried out in the software system *ANSYS CFX* with using the methods of the theory of design of experiments (DOE). An optimization of the inlet guide vanes with inlet duct where complex criterion function was minimization of total losses in IGV and the inlet duct at defined angles average integral swirl flow at the inlet of the impeller is solved.

Keywords: compressor, operation, design of experiments, optimization.

УДК 621.515:621.438

В.П. ГЕРАСИМЕНКО, д-р техн. наук; проф. НАКУ «ХАИ», Харьков;
Р.А. ДОВЛЕТОВ, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков;
А.С. ТКАЧУК, магистр НАКУ «ХАИ», Харьков

ДИАГНОСТИКА СРЫВНЫХ РЕЖИМОВ ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА

Методом спектрального анализа рассмотрены основные причины вибрации пятиступенчатого центробежного компрессора. Выяснено влияние срывных процессов на эти вибрации.

Ключевые слова: центробежный компрессор, срывные режимы, вибрационный диагностические признаки, спектральный анализ.

Нарушение газодинамической устойчивости центробежных компрессоров (ЦБК) – достаточно частое явление в газотранспортной отрасли, химической промышленности [1, 2] и турбонаддувочных агрегатах дизелей. Помпаж и вращающийся срыв – основные формы этой неустойчивости вызывают значительную вибрацию, способную привести к разрушению ЦБК. Поэтому они являются серьезным ограничением режимов работы. Несмотря на наличие многих публикаций [3–11] по данным явлениям, сложилась кажущаяся путаница в представлениях о механизме и причинах образования зон срыва в турбомашинах. Особенности развития срыва в ЦБК [7, 8] подтверждают это.

Целью данного исследования является анализ срывных процессов в ЦБК для выяснения указанной путаницы. Обратимся к случаю обнаружения значительных вибраций (рис. 1) пятиступенчатого ЦБК газоперекачивающего агрегата ГПА-Ц-6,3А/30-2,2 [8] при эксплуатации в опытной точке Э на далеко нерасчетном режиме эталонной характеристики (рис. 2) с параметрами: частота вращения $n = 7200$ об/мин; производительность $Q = 5,25$ млн. м³/сут; степень повышения давления $\pi = 1,65$; КПД $\eta_{пол} = 0,57$; давление и температура на входе $P_1 = 1,825$ МПа и $T_1 = 306$ К.

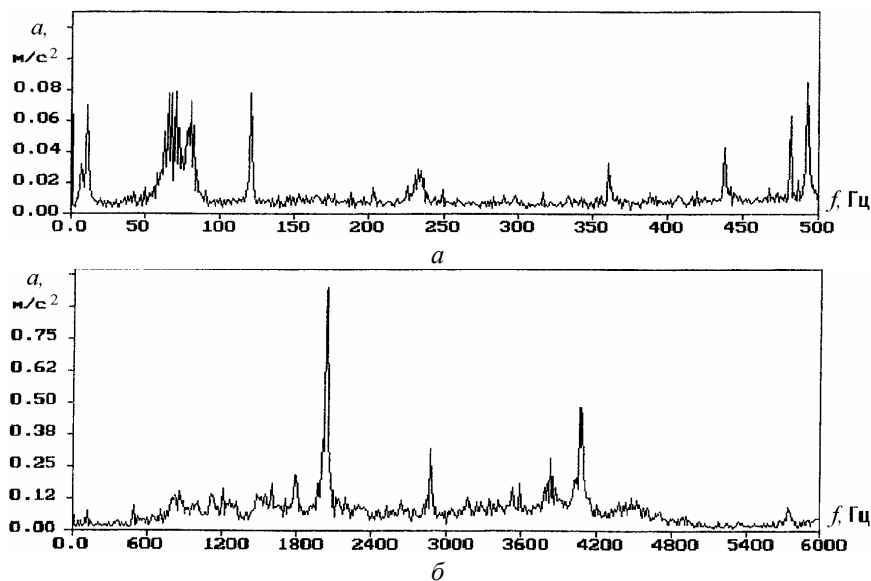


Рис. 1 – Спектрограммы виброускорений ЦБК ГПА-Ц-6,3А/30-2,2
 а – низкочастотная область; б – высокочастотная область

© В.П. Герасименко, Р.А. Довлетов, А.С. Ткачук, 2013



Рис. 2 – Эталонная характеристика ЦБК Ц-6,3А/30-2,2

Точка Р на характеристике соответствует расчетным параметрам: $Q_p = 3,05$ млн. м³/сут; $\pi_k = 2,2$; $\eta_{пол} = 0,76$; $P_1 = 1,35$ МПа; $T_1 = 328$ К; $R_{\Gamma} = 488,21$ Дж/(кг·К) при частоте вращения $n = 7950$ об/мин, несколько ниже номинальной. Параметры номинального режима ГПА составляли: $N_e = 6,3$ МВт; $\eta_e = 0,31$; $n_n = 8200$ об/мин; $Q_n = 3,35$ млн. м³/сут; $\pi_n = 2,2$; $\eta_n = 0,75$. Опытный ЦБК относится к ГПА нового поколения мощностью 6,3 МВт [12]. Некоторые геометрические параметры его рабочих колес (РК) представлены в таблице 1. Отсутствие этих данных в работе [8] не позволило выполнить поступенчатый анализ развития срывных процессов в ЦБК.

Таблица 1

Геометрические параметры рабочих колес ЦБК Ц-6,3А/30-2,2

Параметры	Ступени				
	1	2	3	4	5
$\beta_{1л}$, град	31,5	31,5	36,7	36,7	36,9
$\beta_{2л}$, град	43,8	43,8	48,3	48,3	46,0
$z_{рк}$, шт.	17	17	17	17	15

Эксплуатационный режим работы в точке Э на эталонной характеристике ЦБК (рис. 2) значительно смещен вправо от точки Р по относительной приведенной производительности $\tilde{Q} = (Q/n)_э / (Q/n)_р = 1,9$. При этом угол атаки на загнутых назад лопатках РК первой ступени с $\beta_{1л} = 31,5^\circ$, рассчитанный по формуле

$$i = \arctg \frac{(\tilde{Q} - 1) \operatorname{tg} \beta_{1л}}{1 + \tilde{Q} \operatorname{tg}^2 \beta_{1л}} \quad (1)$$

в предположении отсутствия предварительной закрутки потока на входе с нулевым углом атаки на расчетном режиме, составил $i = -18^\circ$, что превышает критическую величину по отрыву для крыловых профилей. На лопатках РК последующих ступеней углы атаки имеют еще большие значения, ввиду более существенного смещения по относительной производительности в сторону турбинных режимов их работы из-за рассогласования ступеней [11]. Экспериментальные исследования двухступенчатого

ЦБК подобных ГПА [12] подтверждают более интенсивное возрастание углов атаки на лопатки РК2 в сравнении с РК1 из-за их рассогласования при повышении производительности. При большем числе ступеней нарастание углов атаки на лопатках рабочих колес последующих ступеней следует ожидать более значительным [11]. Такое обтекание загнутых назад лопаток в круговой решетке ЦБК соответствует отрывному режиму течения на выпуклой их стороне при обычных положительных углах атаки на крыловых профилях, при которых в осевых компрессорах обычно происходит возникновение вращающегося срыва. Хотя в системе ЦБК эти углы атаки отрицательные, а выпуклая сторона рабочих лопаток является стороной давления, отрыву потока от которой дополнительно способствует осевой вихрь. Случай образования вращающегося срыва при подобном обтекании профилей в круговой решетке одноступенчатого центробежного вентилятора с реактивным колесом исследован в работе [7], что подтверждает вероятность его возникновения в подобной ситуации в ЦБК.

Вибрационные исследования ЦБК [8] на эксплуатационном режиме Э (рис. 2) позволили выявить широкий спектр колебаний различной природы (рис. 1). В частности, сигнал оборотной частоты ротора $n = 7200$ об/мин соответствует пику амплитуды $f = 120$ Гц. Сигналы с частотами $f = 240$ Гц, $f = 360$ Гц и $f = 480$ Гц соответствуют второй, третьей и четвертой оборотным гармоникам. Амплитуды виброускорений в полосе частот $f = 60\text{--}80$ Гц, что составляют $0,5\text{...}0,67$ от оборотной частоты, находятся в диапазонах, характерных для вращающегося срыва. Отсутствие четкой дискретности в спектре указанных колебаний подтверждает гидродинамическую их природу, когда зоны срыва в каждом радиальном колесе пятиступенчатого компрессора могли вращаться с незначительно отличающимися частотами. Сравнительно малые амплитуды этих виброускорений объясняются небольшими аэродинамическими нагрузками рабочих колес. Амплитуды виброускорений с частотой $f \approx 10$ Гц соответствуют слабому помпажу.

В области высокочастотных колебаний (рис. 1б) наблюдается максимальный пик виброускорения при частоте $f = 2040$ Гц, соответствующий лопаточной частоте при числе лопаток $z_{л} = 17$ шт. в первых четырех колесах ($f = z_{л} \cdot f_{об} = 17 \cdot 120 = 2040$ Гц) и получаемый в результате суммирования звуковых возбуждений на каждом колесе при отрывном обтекании лопаток, достигая максимального значения. При частоте $f = 4080$ Гц пик виброускорения соответствует второй лопаточной гармонике. Амплитуда ускорений, вызванная последним пятым колесом с числом лопаток $z_{л} = 15$ при частоте $f = 15 \cdot 120 = 1800$ Гц – существенно меньшая. Таким образом, виброакустические методы исследований [2, 8] позволяют анализировать гидродинамические колебания в проточной части турбомашин. С другой стороны эти гидродинамические явления в проточной части турбомшины можно спрогнозировать расчетной оценкой срывного обтекания рабочих колес по смещению режима работы относительно оптимальной точки на характеристиках ступеней в виду их рассогласования в системе ЦБК.

Известно, что коэффициент теоретического напора \bar{H}_T рабочего колеса ЦБК линейно зависит от коэффициента расхода \bar{Q} , и при осевом входе потока в РК ($\alpha_1 = 90^\circ$) определяется выражением [13]

$$\bar{H}_T = \mu(1 - \bar{Q} \operatorname{ctg} \beta_{1n}). \quad (2)$$

Линейный характер этой зависимости определяет форму напорных характеристик ступеней ЦБК, которая явилась основой статистического обобщения данных более ста компрессоров [14] в виде

$$\bar{H}_T = 0,95(1 - \tilde{Q}) + \bar{H}_{TO} \tilde{Q}, \quad (3)$$

где $\tilde{Q} = \bar{Q}/\bar{Q}_O$ – относительный приведенный расход; \bar{Q}_O и \bar{H}_{TO} – параметры оптимального (расчетного) режима, соответствующие максимальному КПД при разных частотах вращения ротора компрессора, значения которых практически не зависят от частоты при $Mu_2 \leq 0,6$. Согласно этим же обобщениям [14] действительная напорная характеристика имеет вид параболы

$$\bar{H} = -0,3\tilde{Q}^2 + (\bar{H}_O - 0,15)\tilde{Q} + 0,45, \quad (4)$$

где $\bar{H}_O = \bar{H}_{TO} \eta_{max}$ – действительный коэффициент напора оптимального режима. При этом обобщенная характеристика КПД описывается зависимостью [13]

$$\eta = \frac{-0,3\tilde{Q}^2 + (\bar{H}_{TO} \eta_{max} - 0,15)\tilde{Q} + 0,45}{0,95 - (0,95 - \bar{H}_{TO})\tilde{Q}}. \quad (5)$$

Следует отметить, что зависимости (3)–(5), представляя собой обобщенные характеристики ЦБК как изменения коэффициентов действительного и теоретического напоров относительно оптимального режима работы, не включают в себя в явном виде какие-либо геометрические и кинематические параметры ступеней, а также теплофизические свойства рабочего тела, и поэтому могут быть применены для анализа работы ЦБК как на природном газе, так и на воздухе. Испытания ЦБК [12], аналогичных Ц-6,3А/30-2,2, на воздухе и на природном газе подтверждают тождественность характеристик, что послужило основанием упрощения последующих расчетных исследований срывных процессов на воздухе вместо природного газа, на котором проводили испытания ЦБК в работе [8]. Первый этап расчетов заключался в «балансировке» параметров ступеней путем поступенчатого расчета на расчетном режиме работы ЦБК в точке Р характеристики (таблица 2).

Таблица 2

Основные параметры ЦБК и его ступеней на расчетном режиме

Параметры ЦБК	Ступени				
	1	2	3	4	5
$L_k = 109713$ Дж/кг	19948,67	20698,4	22287,8	22984,85	23793,0
$\pi_k = 2,2$	1,175	1,171	1,174	1,169	1,165
$T_1 = 328$ К	328,0	347,85	368,45	390,6	413,5
$\eta_k = 0,76$	0,78	0,78	0,78	0,78	0,78

По полученным параметрам ступеней на расчетном режиме прогнозировались их параметры в опытной точке Э на характеристике ЦБК (рис. 2) по обобщенным характеристикам (3)–(5) с последующей балансировкой их значений. Угол натекания на лопатки пятого РК в точке Э характеристики ЦБК, рассчитанный по формуле (1), составляет $i_5 \approx -22^\circ$. При этом относительная приведенная производительность пятой ступени $\tilde{Q}_5 = 2,22$ связана с относительной приведенной производительностью первой

ступени согласно их рассогласованию [4, 11] формулой $\tilde{Q}_5 = \tilde{Q}_1 \cdot \frac{\sqrt[m]{\pi_{(1-4)P}}}{\sqrt[m]{\pi_{(1-4)E}}}$, где m –

показатели политроп сжатия в предшествующих четырех ступенях определились по КПД.

Таким образом, спектральный анализ вибраций ЦБК в сочетании с анализом газодинамических процессов обтекания лопаточных венцов повышает достоверность диагностирования срывных режимов их работы.

Список литературы: 1. *Таргонський, В.О.* Явище помпажу та засоби його визначення і запобігання на нагнітачах ГПА [Текст] / В.О. Таргонський, В.В. Ніщета, О.І. Мамонов // Інформаційний огляд ДК «Укртрнсгаз». – 2005. – № 5(35) – С. 6-8. 2. *Beently, D.E.* Vibration diagnostics of the rotating stall gas flow in centrifugal compressors [Text] / D.E. Beently, P. Goldman // Bently Nevada: “Orbit”. – 2000. – V. 21, № 1. – P. 1-10. 3. *Грейцер.* Явление срыва потока в осевых компрессорах. (Обзор) [Текст] / Грейцер // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Теоретические основы инженерных расчетов. – 1980. – Т. 102, № 2. – С. 72-97. 4. *Ершов, В.Н.* Неустойчивые режимы турбомашин. Вращающийся срыв [Текст] / В.Н. Ершов. – М.: Машиностроение. – 1966. – 180 с. 5. *Фринге.* Типы вращающихся срывов в рабочем колесе и в диффузоре компрессора с безлопаточным диффузором [Текст] / Фринге, Ван-ден-Брамбюссхе // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Энергетические машины и установки. – 1984. – Т. 106, № 2. – С. 93-100. 6. Исследования нестационарных процессов течения в турбинных ступенях с малым втулочным отношением [Текст] / Я.И. Шнеэ, В.И. Пономарев, М.В. Зайцев, Л.В. Поволоцкий, О.Н. Слабченко, А.Д. Немцов // Теплоэнергетика. – 1971. – № 10. – С. 33-38. 7. *Мадхаван.* Вращающийся срыв в центробежном вентиляторе, вызванный отрывом потока со стороны давления лопастей [Текст] / Мадхаван, Райт // Тр. амер. общ. инж.-мех. Серия: Энергетические машины и установки. – 1985. – Т. 107, №3. – С. 145-153. 8. Вращающийся срыв в турбинном режиме работы компрессора [Текст] / В.П. Герасименко, М.В. Бойко, А.А. Гарагуль, Н.Б. Налесный // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – 2005. – № 6. – С. 65-71. 9. *Fabri, J.* Rotating stall in axial flow compressors [Text] / J. Fabri // Internal Aerodynamics, Institution of Mechanical Engineers. (Conference Cambridge. Session 5: Unsteady flow effects, Paper 9) July 1967. – P. 96-110. 10. *Князев, В.С.* Вращающийся срыв в осевых компрессорных решетках и ступенях [Текст] / В.С. Князев // Сб.: Переменные режимы турбин и современные методы их расчета. № 150. – Л.: Судостроение. 1970. – С. 5-15. 11. *Герасименко, В.П.* Анализ процессов и разработка методов повышения эффективности компрессоров на нерасчетных режимах работы [Текст]: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.12: защищена 13.01.94 / Владимир Петрович Герасименко. – Х., 1993. – 352 с. 12. Створення проточних частин відцентрових компресорів для газоперекачувальних агрегатів нового покоління потужністю 6,3 МВт [Текст] / В.П. Парафійник, В.М. Довженко, С.І. Наконечний, Є.Л. Фурса, О.П. Усатенко // Нафт. і газова пром-сть. – 1999. – № 5. – С. 41-47; (№ 6. – С. 40-44). 13. *Герасименко, В.П.* Определение характеристик центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата в эксплуатационных условиях [Текст] / В.П. Герасименко // Питання розвитку газової промисловості України. – 2009. – Вип. XXXVII. – С. 293-299. 14. *Герасименко, В.П.* Аппроксимация характеристик центробежных компрессоров [Текст] / В.П. Герасименко, Ю.А. Анимов, Т.М. Нурмухаметов // Авіац.-косм. техніка і технологія. – 2003. – № 37/2. – С. 65-69.

Поступила в редакцію 15.02.13

УДК 621.515:621.438

Диагностика срывных режимов центробежного компрессора [Текст] / **В.П. Герасименко, Р.А. Довлетов, А.С. Ткачук** // Вісник НТУ «ХПИ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПИ», 2013. – № 12(986). – С. 50-54. – Бібліогр.: 14 назв. – ISSN 2078-774X.

Методом спектрального аналізу розглянуті основні причини вібрації п'ятиступінчастого відцентрового компресора. З'ясований вплив зривних процесів на ці вібрації.

Ключові слова: відцентровий компресор, зривні режими, вібраційна діагностична ознака, спектральний аналіз

Principal causes of vibration five-stage centrifugal compressor by spectral treatment method have been considered. Influence blade stall process on this vibration is find out.

Keywords: centrifugal compressor, blade stall regimes, vibration diagnostic sing, spectrum analysis.

УДК 621.15.038

А.А. ХАЛАТОВ, д-р техн. наук; проф., академик НАНУ; Інститут технічної теплофізики НАН України; НТУУ «КПІ», Київ;

М.В. БЕЗЛЮДНАЯ, аспірант НТУУ «КПІ», Київ;

Ю.Я. ДАШЕВСКИЙ, канд. техн. наук; зав. сектором, відділ турбін ГП НПКГ «Зоря-Машпроект», Ніколаєв;

С.Д. СЕВЕРИН, канд. техн. наук; с.н.с. Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ;

І.І. БОРИСОВ, канд. техн. наук; ведучий н.с. Інститут технічної теплофізики НАН України, Київ

АДАПТАЦІЯ $k-\epsilon$ МОДЕЛІ ТУРБУЛЕНТНОСТІ ПРИ МОДЕЛЮВАННІ ПЛЕНОЧНОГО ОХЛАЖДЕННЯ ПЛОСКОЇ ПЛАСТИНИ ПРИ ВДУВІ ЧЕРЕЗ ОДИН РЯД ЦИЛІНДРИЧЕСКИХ ОТВЕРСТІЙ В СФЕРИЧЕСКИХ УГЛУБЛЕННЯХ

Представлено численне моделювання пленочного охолодження плоскої пластини через один ряд циліндричних отворів в сферических углубленнях. На основанні результатів експеримента була проведена адаптація $k-\epsilon$ моделі турбулентності для моделювання подібних течій. Для *CFD*-моделювання був використаний комерційний пакет *ANSYS CFX 14*.

Ключевые слова: пленочное охлаждение, адиабатическая эффективность, сферические углубления, численное моделирование, $k-\epsilon$ модель турбулентности.

Введение

Пленочное (заградительное, завесное) охлаждение широко используется в охлаждаемых лопатках высокотемпературных газотурбинных двигателей различного назначения. Традиционно используемые схемы пленочного охлаждения основаны на подаче охладителя через систему одно- и двухрядных цилиндрических отверстий, ориентированных под углом 30...45 градусов к охлаждаемой поверхности. Однако, с повышением температуры газа в проточной части турбин потребное количество охладителя возрастает настолько заметно, что потери от охлаждения могут превысить теплофизический эффект от повышения температуры газа [1]. Поэтому поиск более эффективных схем пленочного охлаждения с меньшим расходом охладителя представляет собой актуальную научную и прикладную задачу. При этом альтернативные системы охлаждения должны обладать высокой технологичностью изготовления.

Таким требованиям удовлетворяет, в частности, исследованная в настоящей работе система пленочного охлаждения с выпуском охладителя через цилиндрические отверстия, расположенные в сферических углублениях.

В последние годы широкое распространение получило численное (*CFD*) моделирование систем пленочного охлаждения. Однако, как показали многочисленные исследования в данном направлении, использование стандартных моделей турбулентности, приводит к недопустимо большим погрешностям в определении параметров потоков при исследованиях пленочного охлаждения, и для достижения приемлемой точности *CFD*-расчетов часто требуется дополнительная адаптация моделей.

В настоящей работе выполнено численное моделирование пленочного охлаждения плоской пластины с подачей охлаждающего воздуха через один ряд цили-

© А.А. Халатов, М.В. Безлюдная, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин, И.И. Борисов, 2013

ндрических отверстий, выполненных в сферических углублениях. Тестирование модели турбулентности проводилось с использованием собственных экспериментальных данных по наиболее важному параметру – адиабатной эффективности плёночного охлаждения, который определялся как [1]:

$$\eta = \frac{T_{\infty} - T_{aw}}{T_{\infty} - T_2},$$

где T_{∞} – температура основного потока, T_2 – температура вдуваемого воздуха в плоскости вдува; T_{aw} – температура адиабатной стенки.

Эксперименты проводились на установке, схема которой представлена в работе [2]. В этой работе приведены результаты исследований пленочного охлаждения плоской пластины двухрядной системой отверстий в сферических углублениях. При исследовании однорядной системы, отверстия и лунки первого ряда (вверх по потоку) замазывались акриловой шпаклевкой (в работе [2] не приведено).

Для оценки режимных параметров использовался параметр вдува m (часто называемый также коэффициентом вдува), который определялся по формуле:

$$m = \frac{W_2 \rho_2}{W_{\infty} \rho_{\infty}},$$

где W_{∞} , W_2 – скорости основного потока и вдуваемого воздуха; ρ_{∞} , ρ_2 – плотности основного потока и вдуваемого воздуха.

Компьютерная модель

Геометрическая 3D-модель плёночного охлаждения плоской поверхности с выдувом охладителя через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях была построена в *ANSYS Design Manager*. Она представляла собой канал, в который из большого объема (плenums) через один ряд цилиндрических отверстий, расположенных под углом 30° к поверхности пластины в сферических углублениях, подавался охладитель. Схема расположения отверстий представлена на рис. 1.

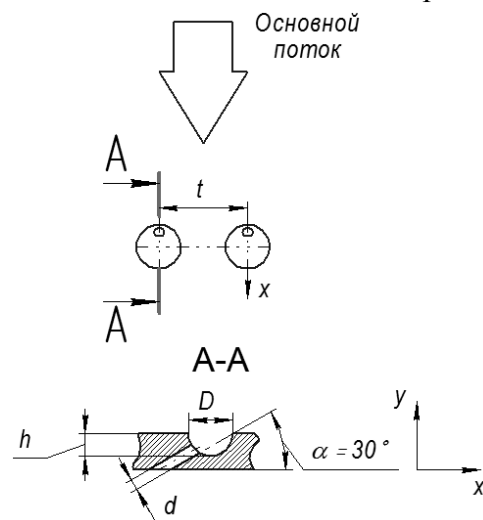


Рис. 1 – Схема расположения отверстий на пластине

Диаметр сферического углубления D составлял 8 мм; относительная глубина $h/D = 0,5$; диаметр цилиндрических отверстий $d = 3,2$ мм; поперечный шаг $t = 16$ мм ($t/d = 5$). Нижняя линия проекции цилиндрического отверстия на плоскость XY проходила через край углубления вниз по потоку (см. рис. 1, сечение $A-A$). Длина основного и предвключенного участков модели составляли соответственно $x/d = 12,5$ и $x/d = 35$. Геометрия компьютерной модели была взята из условий физического эксперимента, который и использовался для адаптации.

В расчетах использовалась неструктурированная комбинированная сетка, построенная при помощи сеточного генератора

ANSYS CFX Mesh 14. Она представляет собой комбинацию тетраэдральных элементов в области основного потока, с призматическими элементами вблизи твёрдых стенок, ограничивающих каналы расчётной модели. Сетка состояла из 2242808 элементов и 508023 узлов. На поверхности пластины, отверстий в углублениях и стенках пленума было выполнено сгущение. На поверхности пластины и верхней стенке пленума в области сгущения взято 20 ячеек, в каналах и углублениях – 15. Значение y^+ во всех случаях находилось в пределах от 1 до 2, что удовлетворяет условиям применения моделей турбулентности $k-\omega$ группы для корректного моделирования пристеночных течений, и может быть использовано для $k-\epsilon$ моделей турбулентности с масштабируемой пристеночной функцией.

Осреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса решались для вязкого теплопроводного газа в стационарной постановке задачи с использованием полного уравнения энергии. Граничные условия на входе и выходе были заданы близкими к условиям эксперимента (нулевое значение толщины пограничного слоя перед участком вдува), при этом твёрдые границы расчётной области были заданы как адиабатные ($q = 0$). На боковых поверхностях расчётной модели были заданы условия симметрии. Граничные условия, задаваемые в проведенных расчетах, соответствующие значениям параметра вдува $m = 0,5; 1,0; 1,5; 2,0$ представлены в табл. 1. Интенсивность турбулентности основного потока равнялась 1%, данное значение было взято из условий эксперимента. Области задания граничных условий представлены на рис. 2.

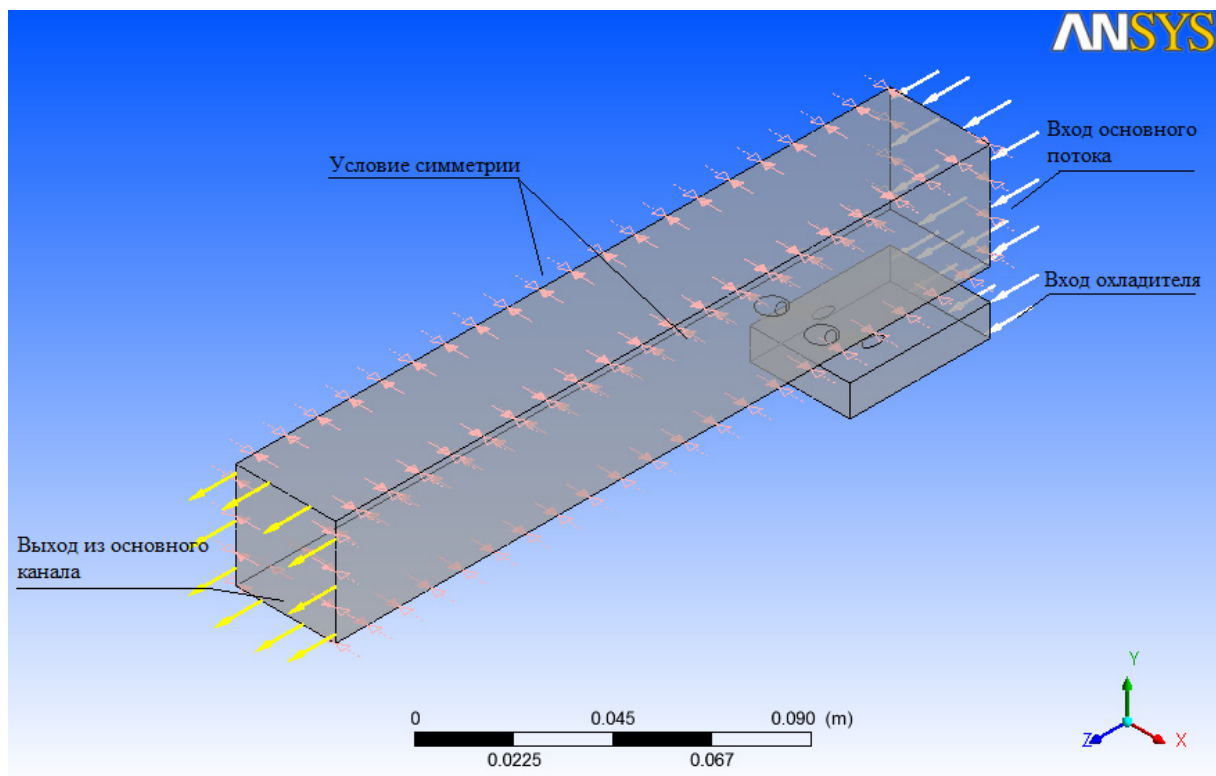


Рис. 2 – Области задания граничных условий

Граничные условия

Область	Среднее статическое давление, Па	Средняя скорость, м/с	Температура, °С	Расход воздуха, кг/с	Интенсивность турбулентности
Вход основного потока	–	30	15	–	1 %
Вход (подача) вдуваемого воздуха	–	–	70	0,0002382 $m = 0,5$	1 %
				0,0004764 $m = 1,0$	
				0,0007146 $m = 1,5$	
				0,0009528 $m = 2,0$	
Выход из основного канала	101300	–	–	–	–

Анализ моделей турбулентности

Сначала были проведены тестовые расчеты для выбора адекватной модели турбулентности. Для этого были использованы четыре модели – две модели $k-\epsilon$ группы – классическая $k-\epsilon$ модель и RNG $k-\epsilon$ модель и две модели $k-\omega$ группы – классическая $k-\omega$ -модель и SST -модель Ментера. Расчеты выполнены для четырех параметров вдува $m = 0,5, 1,0, 1,5$ и $2,0$. Поскольку для исследованных случаев имеет место одинаковый характер поведения кривых эффективности пленочного охлаждения для различных моделей турбулентности, то в статье анализ моделей турбулентности приводится только для параметра вдува $m = 0,5$.

Рассмотрена локальная эффективность пленочного охлаждения вдоль центральной линии пластины за сферическими углублениями вниз по потоку. Результаты анализа моделей турбулентности представлены на рис. 3. Средняя эффективность будет представлена в дальнейших работах.

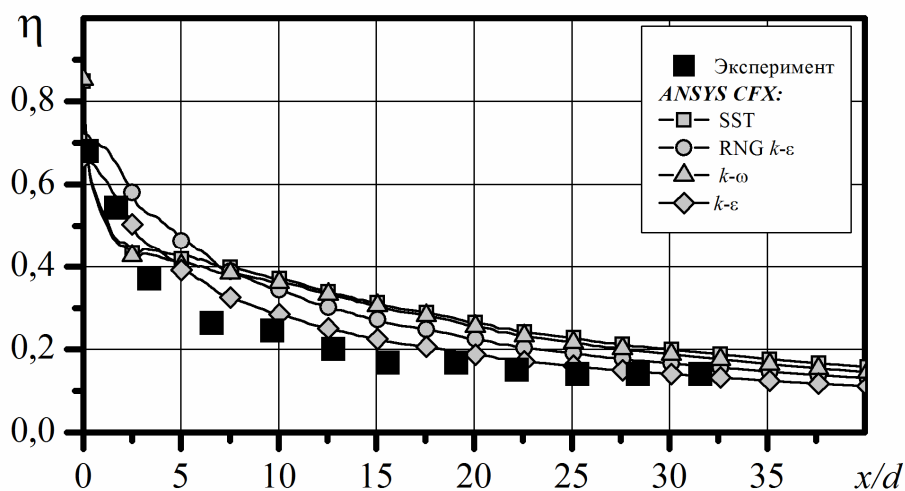


Рис. 3 – Тестирование различных моделей турбулентности ($m = 0,5$)

Из анализа представленных результатов следует, что при значении параметра вдува $m = 0,5$ наилучшее совпадение с результатами собственных экспериментов обеспечивает классическая k - ϵ модель турбулентности, которая обеспечивает приемлемый компромисс между вычислительными ресурсами и точностью получаемых решений [3]. Как следует, для k - ϵ модели турбулентности во всем диапазоне изменения отношения x/d максимальное отклонение расчетных значений эффективности пленочного охлаждения от экспериментальных данных составляет около 15 %. Наибольшее расхождение с результатами экспериментов показали расчёты, выполненные с использованием k - ω и SST моделей. Помимо количественного расхождения между результатами моделирования на основе моделей k - ω группы и экспериментальными данными на участке $2 < x/d < 5$ имеет место физически некорректный характер изменения кривой эффективности пленочного охлаждения.

Погрешность на уровне 15 % является минимальной среди протестированных моделей, однако она является приемлемой лишь для оценочных расчетов, поэтому далее была выполнена адаптации k - ϵ модели к расчету рассматриваемого типа пленочного охлаждения при выпуске охладителя в систему цилиндрических отверстий, расположенных в сферических углублениях. При этом рассмотрена местная эффективность пленочного охлаждения, рассчитанная вдоль центральной линии за отверстиями.

Адаптация k - ϵ модели турбулентности к расчету пленочного охлаждения

При использовании в коммерческих компьютерных пакетах стандартной k - ϵ модели рекомендуемый набор эмпирических констант следующий [4]: $C_\mu = 0,09$; $C_{\epsilon 1} = 1,44$; $C_{\epsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1,0$; $\sigma_\epsilon = 1,3$; $Pr_t = 0,9$; $Sc_t = 0,9$. При адаптации модели варьированию подвергалась только константа турбулентности $C_{\epsilon 1}$, которая изменялась в пределах от 0,8 до 1,8. Эта константа включена в модельное уравнение, которое описывает уменьшение флуктуации скорости за счёт вязкости (диссипации) и определяет генерацию ϵ [3]. Таким образом, изменяя величину $C_{\epsilon 1}$, можно влиять на диссипацию турбулентной энергии. На рис. 4–7 для различных значений константы турбулентности $C_{\epsilon 1}$ представлены результаты расчета, характеризующие продольную эффективность пленочного охлаждения для параметра вдува $m = 0,5$; 1,0; 1,5 и 2,0.

Анализ представленных результатов показывает, что при $m = 0,5$ (рис. 4) наилучшее согласование с результатами эксперимента обеспечивает значение константы $C_{\epsilon 1} = 1,2$. При этом максимальное отклонение η составляет 4 %. При увеличении параметра вдува до 1,0 значение константы $C_{\epsilon 1}$, дающее наилучшее совпадение с экспериментом, уменьшается до 0,8 (рис. 5). Для $m = 1,0$ максимальное расхождение с экспериментом – 3,8 %. При $m = 1,5$ (рис. 6) изменение константы турбулентности в пределах от 0,8 до 1,8 практически не влияет на результаты расчета. Наиболее близкое соответствие результатов расчета и экспериментальных данных обеспечивается при стандартном значении $C_{\epsilon 1} = 1,44$ (отклонение около 5 % по всей длине пластины). При более высоких значениях $m = 2,0$ (рис. 7) на участке $x/d < 10$ наилучшее согласование экспериментальных данных и результатов расчета обеспечивает значение константы $C_{\epsilon 1} = 1,8$, а при $x/d > 10$ наилучшее совпадение показывает стандартная k - ϵ модель ($C_{\epsilon 1} = 1,44$). Поскольку участок, на котором $C_{\epsilon 1} = 1,8$ обеспечивает несколько лучшее совпадение с экспериментальными данными, достаточно мал, а расхождение расчетных и экспериментальных данных по

ефективності при використанні $C_{\varepsilon 1} = 1,44$ равно 5 %, то для расчетов рекомендуется использовать значение константы равно 1,44.

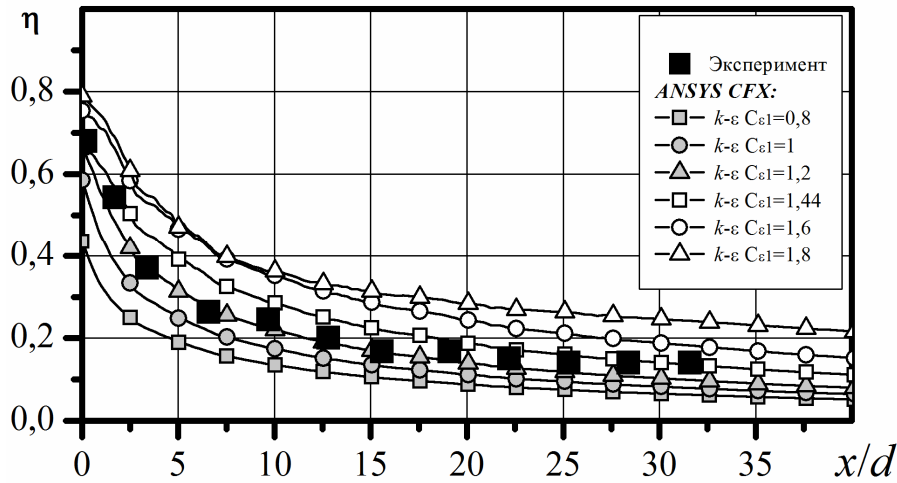


Рис. 4 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\varepsilon 1}$ при $m = 0,5$

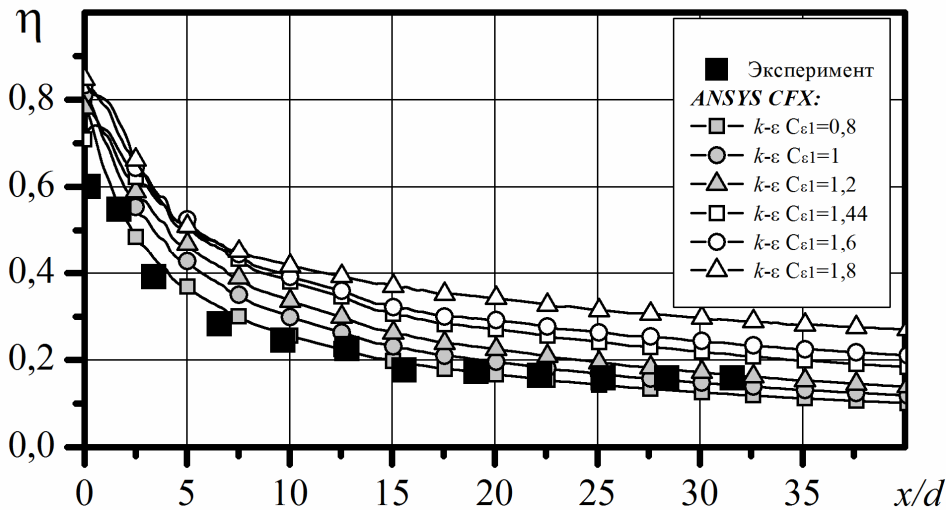


Рис. 5 – Изменения эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\varepsilon 1}$ при $m = 1,0$

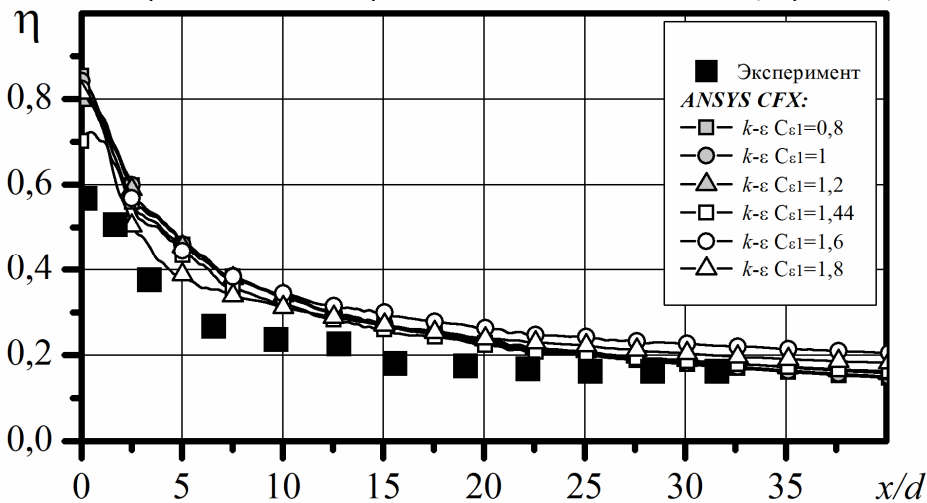


Рис. 6 – Изменения эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\varepsilon 1}$ при $m = 1,5$

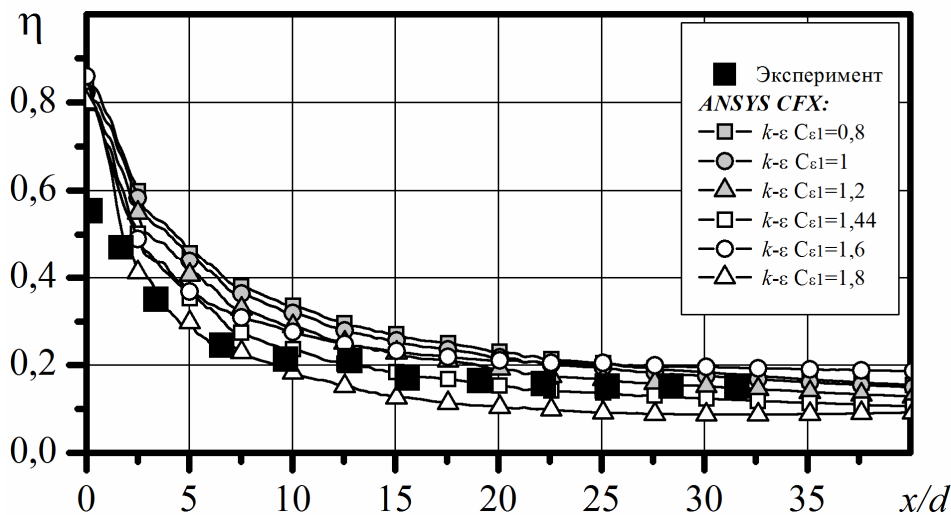


Рис. 7 – Изменение эффективности пленочного охлаждения вдоль центральной линии для различных значений константы $C_{\epsilon 1}$ при $m = 2,0$

Таблица 2

Рекомендуемы значения $C_{\epsilon 1}$

Параметр вдува	$m = 0,5$	$m = 1,0$	$m = 1,5$	$m = 2,0$
Значение $C_{\epsilon 1}$	1,2	0,8	1,44	1,44

Рекомендуемые значения константы $C_{\epsilon 1}$ для различных значений параметра вдува представлены в табл. 2. Таким образом, при расчете пленочного охлаждения с выпуском газа в цилиндрическое отверстие в сферическом углублении значение константы $C_{\epsilon 1}$ изменяется по кривой с минимумом в зависимости от величины параметра m .

Выводы

1 Выполнено численное моделирование пленочного охлаждения при подводе охладителя через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях ($h/D = 0,5$) с использованием различных моделей турбулентности. Показано, что наилучшее согласование результатов расчета и эксперимента с точностью примерно 15 % обеспечивает $k-\epsilon$ модель турбулентности.

2 Для повышения точности CFD-расчетов была выполнена адаптация $k-\epsilon$ модели турбулентности к рассматриваемому типу течения за счет коррекции константы $C_{\epsilon 1}$ в модели турбулентности.

3 При параметре вдува $m = 0,5$ и $1,0$ наилучшее совпадение с экспериментами обеспечивает значение $C_{\epsilon 1} = 1,2$ и $0,8$ соответственно; при $m = 1,5$ и $2,0$ может быть использовано стандартное значение $C_{\epsilon 1} = 1,44$. При расчетах с использованием рекомендуемых значений константы $C_{\epsilon 1}$ максимальное расхождение с экспериментом не превышает 5 %.

Список литературы: 1. Халатов, А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]: в 9-ти т. Т. 7. Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении / А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2008. – 292 с. 2. Халатов, А.А. Пленочное охлаждение плоской поверхности двухрядной системой отверстий в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, И.И. Борисов, А.С. Коваленко, Ю.Я. Дашевский,

С.Д. Северин, С.В. Шевцов, М.В. Безлюдная // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2012. – Т. 57, № 3/10. – С. 4–8. **3. Снегирев, Ю.А.** Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений [Текст]: учеб. пособие / Ю.А. Снегирев. – СПб.: Политехн. ун-т, 2009. – 143 с. **4. Мочалин, Е.В.** Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил [Текст]: в 9-ти т. Т. 8. Гидродинамика закрученного потока в ротационных фильтрах / Е.В. Мочалин, А.А. Халатов. – К.: Ин-т технической теплофизики НАН Украины, 2010. – 428 с.

Поступила в редколлегию 10.02.2013

УДК 621.15.038

Адаптация k - ϵ модели турбулентности при моделировании пленочного охлаждения плоской пластины при вдуве через один ряд цилиндрических отверстий в сферических углублениях [Текст] / А.А. Халатов, М.В. Безлюдная, Ю.Я. Дашевский, С.Д. Северин, И.И. Борисов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 55-62. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Представлено чисельне моделювання плівкового охолодження плоскої пластини через один ряд циліндричних отворів в сферичних поглибленнях. На підставі результатів експерименту була проведена адаптація k - ϵ моделі турбулентності для моделювання подібних течій. Для *CFD*-моделювання був використаний комерційний пакет *ANSYS CFX 14*.

Ключові слова: плівкове охолодження, адіабатична ефективність, сферичні поглиблення, чисельне моделювання, k - ϵ модель турбулентності.

The numerical modeling of a film cooling over a flat plate was studied where a coolant supplies into a single row of cylindrical holes arranged in spherical dimples. Based on the experimental data, the adaptation of k - ϵ turbulence model was made to simulate such flows. The commercial software package *ANSYS CFX 14* was employed in all numerical calculations.

Keywords: film cooling, the adiabatic effectiveness, spherical dimples, numerical simulation, k - ϵ turbulence closer.

УДК 621.536

М.Н. ЧЕПУРНОЙ, канд. техн. наук; проф. ВНТУ, Винница;
С.И. ТКАЧЕНКО, д-р техн. наук; проф. ВНТУ, Винница;
Н.В. РЕЗИДЕНТ, канд. техн. наук; доц. ВНТУ, Винница

ГАЗОТУРБИНАЯ НАДСТРОЙКА ЭНЕРГОБЛОКОВ К-300-240

Предложена схема парогазовой установки на базе энергоблока с турбиной К-300-240 и определены показатели эффективности работы установки.

Ключевые слова: газотурбинная установка, парогазовая установка, энергоблок, условное топливо.

Введение

Общеизвестно, что более 90 % теплоэнергетического оборудования, установленного на тепловых электростанциях (ТЭС) Украины, давно исчерпало нормативный ресурс работы. Для реанимации отечественной энергетики требуются огромные капиталовложения (не менее миллиарда долларов США на тысячу мегаватт электрогенерирующих мощностей), которых в стране пока нет. Однако дальнейший подъем экономики Украины невозможен без наращивания электрических мощностей. Одним из приоритетных направлений считается модернизация существующего теплоэнергетического оборудования. Именно в теплоэнергетике существуют реальные возможности использования новых эффективных технологий за средства отечественных, а не иностранных инвесторов.

Использование газотурбинных установок (ГТУ) позволяет уменьшить удельные расходы топлива на выработку электроэнергии и снизить нагрузки паротурбинных установок (ПТУ) [1, 2]. Использование газотурбинных надстроек на ТЭС является наиболее простым и эффективным способом модернизации отечественной энергетики на данном этапе, тем более, что украинскими предприятиями газотурбостроения разработана концепция создания современных одновальных ГТУ мощностью от 60 до 160 МВт, работающих на природном и генераторном газе, а также на жидком топливе, включая мазут. Некоторые общие вопросы использования парогазовых установок (ПГУ) с надстройкой энергоблоков газовыми турбинами обсуждались в [3–6].

Принципиальные тепловые схемы ПГУ по способу газотурбинных надстроек можно разделить на две группы: сбросная (со сбросом отработанных в ГТУ газов в топку котлов); утилизационная (со сбросом дымовых газов после ГТУ в газовые подогреватели).

Реализация первой схемы связана с необходимостью реконструкции котла, замены горелок, дымососов и пр. Наконец, эта схема трудно реализуема для пылеугольных котлов при сжигании малореакционных топлив в среде, забалластированной продуктами сгорания ГТУ. Именно поэтому сбросная схема не получила распространения. Следует отметить также, что реализация этой схемы чаще всего исключает автономную работу энергоустановок.

Что касается утилизационных схем, то они отличаются наличием большого количества вариантов. По способу связи с основным энергоблоком схемы газотурбинных надстроек можно разделить на паровые, водяные и комбинированные. В паровых схемах теплота отработанных в ГТУ газов используется в котлах-утилизаторах, где генерируется пар одного или двух давлений, который направляется в соответствующие точки паротурбинного цикла. Анализ использования таких схем в [6]

© М.Н. Чепурной, С.И. Ткаченко, Н.В. Резидент, 2013

показал, что использование ГТУ в любой из этих схем повышает эффективность использования топлива. Вместе с тем, работа ПГУ по таким схемам обуславливает ряд эффектов, которые могут существенно препятствовать их реализации. В частности, возникает необходимость выполнения определенных методов регулирования температуры промежуточного перегрева пара, частичной замены вспомогательного оборудования и др.

Водяные схемы газотурбинных надстроек используются для уменьшения или вытеснения некоторых отборов пара из турбины на регенерацию за счет подогрева питательной воды отработанными в ГТУ дымовыми газами в газовых подогревателях (ГВП). В качестве ГВП могут использоваться газо-водяные котлы-утилизаторы серийно выпускаемые в ОАО «Таганрогский котлостроительный завод «Красный котельщик» [7]. В автономных ГВП питательная вода может быть подогрета до более высокой температуры, нежели в регенеративных подогревателях ПТУ. Повышение температуры питательной воды, как известно, ведет к снижению расхода топлива, сжигаемого в топке парового котла. Однако с уменьшением расхода топлива, объемов продуктов сгорания и скорости их движения в газоходах могут возникнуть эффекты, ограничивающие повышение температуры питательной воды. Анализ литературных источников показал, что одним из недостатков предлагаемых схем газотурбинных надстроек с ГВП является соединение газового и парового циклов в нескольких точках схемы. Кроме того, не выяснено, какое влияние в целом на показатели паровых котлов оказывает повышение температуры питательной воды, а также предельное значение последней для котлов разных типов и тепловых мощностей, которые эксплуатируются на существующих ТЭС.

В связи с вышеизложенным, были поставлены задачи: определить влияние повышенных температур питательной воды на основные показатели работы паровых котлов, работающих в составе энергоблоков К-300-240 на отечественных ТЭС; проанализировать и предложить схему газотурбинной надстройки с минимальным количеством связей между циклами ГТУ и ПТУ; подобрать необходимый типоразмер ГТУ для надстройки с указанным энергоблоком ПТУ; определить показатели эффективности работы созданной ПТУ.

Основные результаты

В качестве исследуемого объекта принято основное оборудование Ладыжинской ТЭС: паровой котел ТПП-312А и паровая турбина К-300-240. Котел Таганрогского котельного завода имеет следующие характеристики: максимальная паропроизводительность 1000 т/час; давление и температура свежего пара 25 МПа и 545 °С, соответственно; давление и температура пара после промежуточного пароперегревателя 3,62 МПа и 545 °С; температура питательной воды 265 °С. Рабочее топливо – донецкий уголь Г с нижней теплотой сгорания 22 МДж/кг. Вариантные расчеты котла выполнялись в соответствии с нормативным методом [8] для постоянной производительности 935 т/час, наиболее характерной для практики эксплуатации энергоблоков на Ладыжинской ТЭС. При этом температура питательной воды варьировалась в пределах (260–360) °С. Результаты расчетов представлены на рис. 1–3.

На рис. 1 показаны текущие значения температуры горячего воздуха $t_{гв}$ и температуры пара после промежуточного пароперегревателя $t_{пп}$ в зависимости от температуры питательной воды $t_{пв}$. Из рис. 1 видно, что в интервале изменений $t_{пв}$ от 260 до 320 °С практически обеспечивается нормативная температура промежуточного перегрева пара, которая резко снижается при дальнейшем повышении $t_{пв}$. Это

объясняется тем, что при неизменной нагрузке котла с повышением температуры питательной воды, уменьшается теплота необходимая для ее испарения, а следовательно, и расход топлива. Вследствие этого уменьшается расход воздуха и продуктов сгорания, а также тепловосприятие в газоходах котла в то время, как расход пара в промежуточном пароперегревателе остается постоянным.

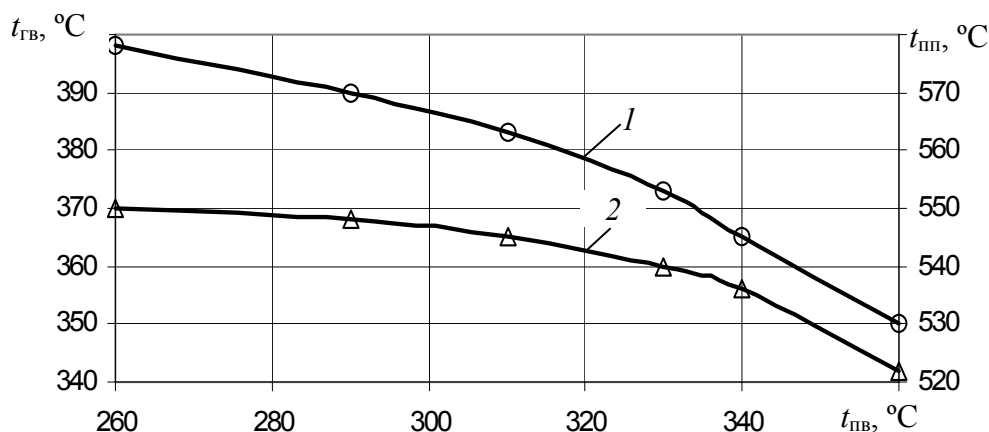


Рис. 1 –Изменение температуры горячего воздуха (кривая 1) и промежуточного перегрева пара (кривая 2)

Изменение температуры уходящих газов из котла t_{yx} и расходов рабочего топлива B , т/час показаны на рис. 2.

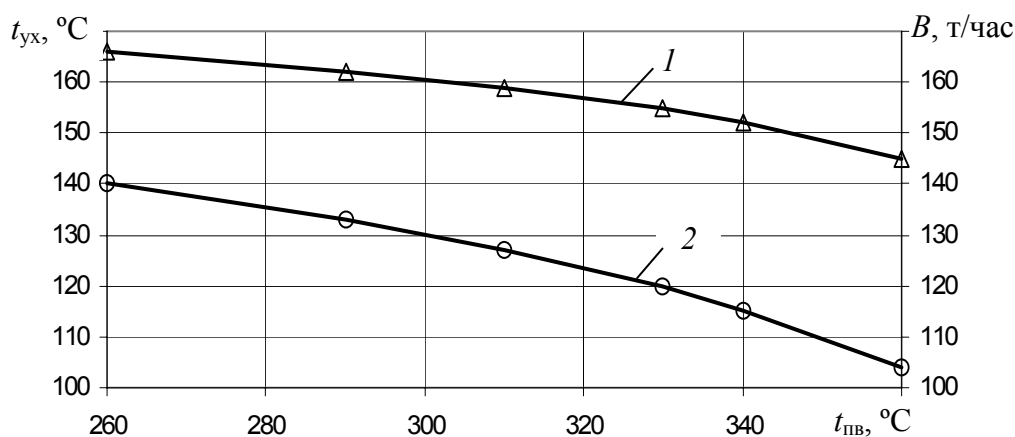


Рис. 2 – Текущие значения: 1 – температуры уходящих газов; 2 – расхода рабочего топлива

С одной стороны, снижение температуры уходящих газов обуславливает уменьшение потерь тепла с уходящими газами и повышение КПД котла η (см. рис. 3), а с другой – уменьшает температуру подогрева воздуха в воздухоподогревателе котла, что несколько снижает теплоту, вносимую в топку и нивелирует возрастание КПД.

Из рис. 3 видно, что основной прирост КПД котла происходит до значения $t_{пв}$, равного 310°C . В этом интервале температур поддерживаются нормативные параметры работы котла (см. рис. 1). Очевидно эту температуру питательной воды следует считать предельно допустимой для паровых котлов, работающих в составе энергоблоков К-300-240.

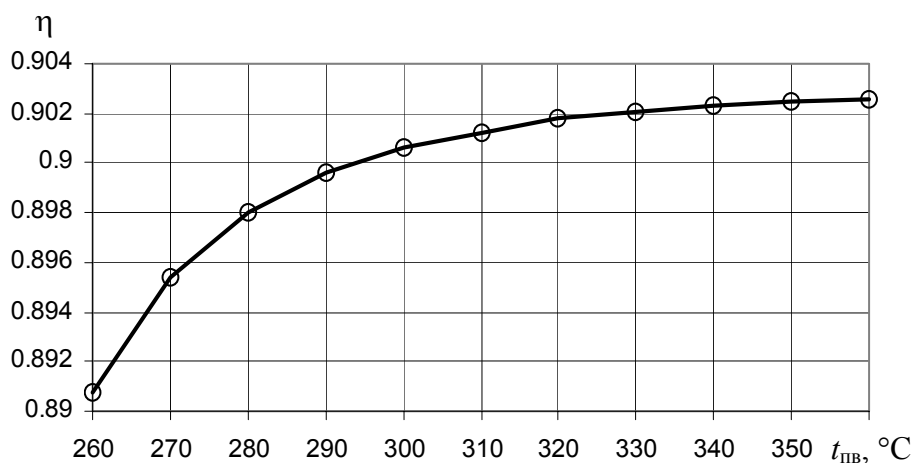


Рис. 3 – Влияние температуры питательной воды на КПД парового котла

В связи с этим предлагается такая схема ПГУ с газотурбинной надстройкой энергоблока К-300-240 Ладыжинской ТЭС, работающей по бездеаэрационной схеме подогрева питательной воды (рис. 4). Поток питательной воды с расходом G после смешивающих подогревателей низкого давления П9 и П8 распределяется на два потока. Первый (основной) поток с расходом G_1 последовательно подогревается в паровых подогревателях низкого давления П7–П4. Второй поток с расходом $G_2 = G - G_1$ после подогревателя П8 направляется в газовый подогреватель воды ГВП-2, где подогревается отработанными в ГТУ газами до температуры 184 °С, после чего смешивается с основным потоком перед турбопитательным насосом. За питательным насосом поток воды вновь разветвляется на два потока. Первый поток с расходом G_1 подогревается в паровых подогревателях высокого давления П3–П1 до 265 °С. Второй поток с расходом G_2 отводится в газовый подогреватель ГВП-1, где подогревается газами из ГТУ до температуры, которая превышает температуру питательной воды. Оба потока смешиваются за подогревателем П1 и поступают в экономайзер парового котла.

Для реализации предложенной схемы требуется: во-первых, правильно подобрать типоразмеры ГТУ с необходимой тепловой мощностью и температурой отработанных газов и, во-вторых, правильно распределить потоки питательной воды с тем, чтобы ее температура на входе в экономайзер котла не превышала допустимого значения. Для надстройки рассматривались два типоразмера ГТУ: ГТД-110 и ГТ-160. Предварительные расчеты показали, что в случае использования ГТ-160 мощность отработанных газов, а, следовательно, и электрическая мощность ГТУ могут быть использованы только на (65–70) %, что снижает показатели эффективности ее работы. Поэтому для надстройки принята ГТД-110, которая по данным испытаний [8] имеет такие характеристики: электрическая мощность – 100,3 МВт, расход воздуха – 365,5 кг/с, степень повышения давления в компрессоре – 14,72; температура газов перед и за турбиной – 1170 и 490 °С, соответственно; ККД на клеммах электрогенератора – 0,34. Данная ГТУ способна работать как на газообразном топливе, так и на жидком, включая мазут.

Расчеты тепловой схемы ПГУ показали, что расход питательной воды в байпасной линии G_2 должен составлять не менее 33 % общего расхода. При этом условии обеспечивается допустимая температура питательной воды на входе в экономайзер. Некоторые результаты расчетов (расходов и температур) показаны на

рис. 4. Результаты основных показателей энергоблока К-300-240, работающего по существующей тепловой схеме ТЭС и с газотурбинной надстройкой приведены в таблице, где экономия условного топлива рассчитывалась для годового времени работы, равного 7200 часов.

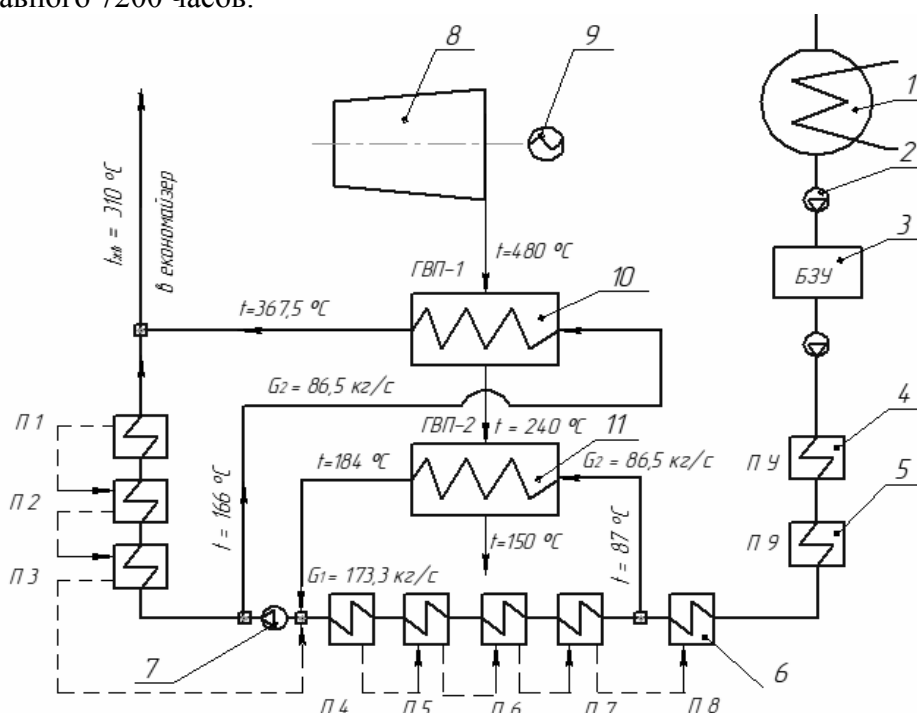


Рис. 4 – Тепловая схема энергоблока К-300-240 с газотурбинной надстройкой.

1 – конденсатор паровой турбины; 2 – конденсатный насос; 3 – быстродействующая обессоливающая установка; 4 – подогреватель уплотнений; 5, 6 – смешительные подогреватели; 7 – питательный насос; 8 – газовая турбина; 9 – электрогенератор; 10, 11 – газодляные подогреватели питательной воды; П3–П1 – подогреватели высокого давления ПТУ; П7–П4 – паровые подогреватели низкого давления

Таблица

Показатели работы ПТУ и ПГУ

Показатели	Тип энергоблока	
	ПТУ: К-300-240	ПГУ: К-300-240 + ГТД-110
Электрическая мощность, МВт	300	400
Расход пара на турбину, т/час	935,2	884,4
Температура уходящих газов из котла, °С	166	158
Коэффициент полезного действия котла, нетто	0,896	0,906
Расход условного топлива, т/час	112,32	117,67
Удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии, кг/(кВт·час)	0,37	0,295
Коэффициент полезного действия нетто	0,328	0,418
Прирост КПД за счет надстройки, %	–	9
Годовая экономия условного топлива по сравнению с производством дополнительной электрической мощности в ПТУ, т/год	–	57960

Из приведенной таблицы наглядно видно, какие преимущества дает газотурбинная надстройка энергоблоков К-300-240 по предлагаемой схеме с двухпоточным подогревом питательной воды. Отметим также, что применение газотурбинных надстроек данного типа не требует принципиальных изменений в паровой схеме ПТУ, конструктивных изменений в паровом котле, обеспечивает автономную работу паротурбинного и газотурбинного энергоблоков, но требует дополнительного помещения для размещения ГТУ.

Выводы

Применение газотурбинных надстроек на конденсационных энергоблоках с двухпоточным подогревом питательной воды позволяет увеличить выработку электроэнергии на 30 %, снизить расходы топлива на паротурбинном энергоблоке, повысить КПД комбинированной установки на 9 %, снизить расходы электроэнергии на собственные нужды за счет разгрузки систем топливоподачи, топливоподготовки, золо- и шлакоудаления, а также тягодутьевых установок.

Список литературы: 1. Ковецкий, В.М. Об основных направлениях модернизации и реконструкции энергоблоков ТЭС Украины [Текст] / В.М. Ковецкий, А.М. Пovyсоцкий, А.А. Шрайбер // Проблемы загальної енергетики, 2000. – № 3. – С. 16-25. 2. Державна програма реконструкції теплових електростанцій України [Текст] // ДНД ПВТУ «Енергоперспектива». – К., 2001. – 116 с. 3. Липец, А.У. Газотурбинные установки со сбросом дымовых газов в РВП парового котла [Текст] / А.У. Липец, Л.В. Дирина // Энергетик. – 2004. – № 11. – С. 12-14. 4. Беркнев, В.С. Возможный способ повышения мощности и экономичности комбинированных установок с газовыми турбинами [Текст] / В.С. Беркнев, В.Л. Иванов, В.А. Фомин // Теплоэнергетика. – 2005. – № 6. – С. 43-47. 5. Иванов, В.Л. О возможности надстройки энергоблоков газотурбинными установками [Текст] / В.Л. Иванов, А.В. Клевцов, А.В. Корягин // Энергосбережение и водоподготовка, 2005. – № 3. – С. 43-45. 6. Ольховський, Г.Г. Модернізація енергетических блоків путем їх надстройки газовими турбинами [Текст] / Г.Г. Ольховський, Н.С. Чернецкий, П.А. Березинец // Електрическіе станції. – 1997 – № 4. – С. 9-18. 7. Резник, Н.И. Котлы-утилизаторы АОА «Красный котельщик» для парогазовых и газотурбинных установок [Текст] / Н.И. Резник, В.В. Иваненко // Теплоэнергетика. – 2003. – № 11. – С. 51-53. 8. Лившиц, И.М. Об использовании возможностей отечественного машиностроения для внедрения парогазовых и газотурбинных технологий в теплоэнергетику [Текст] / И.М. Лившиц, В.А. Полищук // Энергетик. – 2005. – № 6. – С. 3-5.

Поступила в редколлегию 07.01.13

УДК 621.536

Газотурбинная надстройка энергоблоков К-300-240 [Текст] / М.Н. Чепурной, С.И. Ткаченко, Н.В. Резидент // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 63-68. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропонована схема парогазової установки на базі енергоблока з турбіною К-300-240 і визначені показники ефективності роботи установки.

Ключові слова: газотурбінна установка, парогазова установка, енергоблок, умовне паливо.

Scheme of steam and gas installation on base energy plant with turbine K-300-240 are proposed and indicators efficiency of work are determined.

Keywords: gas-turbine plant, steam-gas plant, energy plant, conventional fuel.

УДК 621.165

А.И. ТАРАСОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.И. ДОЛГОВ, соискатель НТУ «ХПИ»

ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Рассмотрены проблемы многопараметрической компьютерной оптимизации системы охлаждения рабочей лопатки газовой турбины. Показано, что проведение оптимизации в режиме диалога за ряд этапов, позволяет ощутить преимущество автоматизации по сравнению с ручным подходом.

Ключевые слова: газовая турбина, рабочая лопатка, система охлаждения, коэффициент теплоотдачи, оптимизация.

Введение

Проектирование систем охлаждения рабочих лопаток турбин представляет собой сложный процесс, занимающий много времени на выполнение многовариантных расчетов. В предыдущей работе авторов [1] были приведены примеры оптимизации простых систем охлаждения направляющих лопаток газовых турбин, в которых излагались возможности оптимизации в рамках программного комплекса ТНА [2]. Однако детальное изложение этапов оптимизации приведено не было.

При решении сложных многокритериальных оптимизационных задач с большим количеством варьируемых параметров, функциональных и параметрических ограничений положительный результат дают методы исследования, основанные на переборе векторов в многомерном пространстве параметров и анализе полученных решений с целью выбора наилучшего. Строго говоря, выбранное решение чаще всего получается субоптимальным, но при достаточно большом количестве исследуемых вариантов оно будет весьма близким к абсолютному оптимуму. Обычно для перебора используются точки, расположенные в узлах многомерных сеток или генерируются случайные точки с заданной плотностью распределения. Однако, в этих случаях требуются большие затраты машинного времени, поскольку для равномерного заполнения всей области поиска с достаточной плотностью необходимо использовать большое количество точек, а следовательно, рассчитать большое количество вариантов. В ТНА для оптимизации систем охлаждения использован метод ЛП-поиска [3], основанный на систематическом просмотре многомерного пространства параметров с помощью пробных точек. В качестве пробных точек использованы точки ЛП-последовательностей, являющихся по данным [4] наиболее равномерно распределенными среди всех известных в настоящее время последовательностей.

Компьютерная оптимизация таких сложных систем, как системы охлаждения, не может быть успешной, если стараться оптимизировать систему в целом, что является следствием большого числа варьируемых параметров, от которых зависит качество охлаждения. Поэтому целесообразным оказывается оптимизация отдельных частей системы охлаждения, влияние которых друг на друга несущественно. При этом количество варьируемых параметров и ограничений уменьшается, и процесс становится в большей степени предсказуемым.

Начальный этап оптимизации системы охлаждения рабочей лопатки

Очевидно, что в каждом конкретном случае процесс оптимизации имеет опреде-

© А.И. Тарасов, А.И. Долгов, 2013

ленную специфику. Поэтому, не претендуя на общность выводов, рассмотрим в качестве примера построение оптимальной системы охлаждения рабочей лопатки энергетической газовой турбины (рис. 1). Температура газа на входе в турбину составляла 1170 °С, степень сжатия воздуха в компрессоре – 15, расход газа – более 300 кг/с. Хорда лопатки на среднем радиусе приблизительно равнялась 120 мм, а высота лопатки – 150 мм.

Относительно низкая температура газа позволила ориентироваться на использование конвективной петлевой системы охлаждения. Система содержала две петли с независимой подачей воздуха (рис. 2). Воздух, проходящий по первой петле, совершал три хода в радиальном направлении и предназначался для охлаждения первой половины профиля лопатки, начиная от входной кромки. Отработанный воздух удалялся через дозирующее отверстие в торце лопатки в радиальный зазор. Второй поток воздуха проходил радиальный канал в средней части лопатки и после поворота на 180°, двигаясь от периферии к корню лопатки, постепенно стравливался в вихревую матрицу, расположенную прилегающей к выходной кромки лопатки в области. Непосредственно в области выходной кромки лопатки канал охлаждения содержал столбики-турбулизаторы.

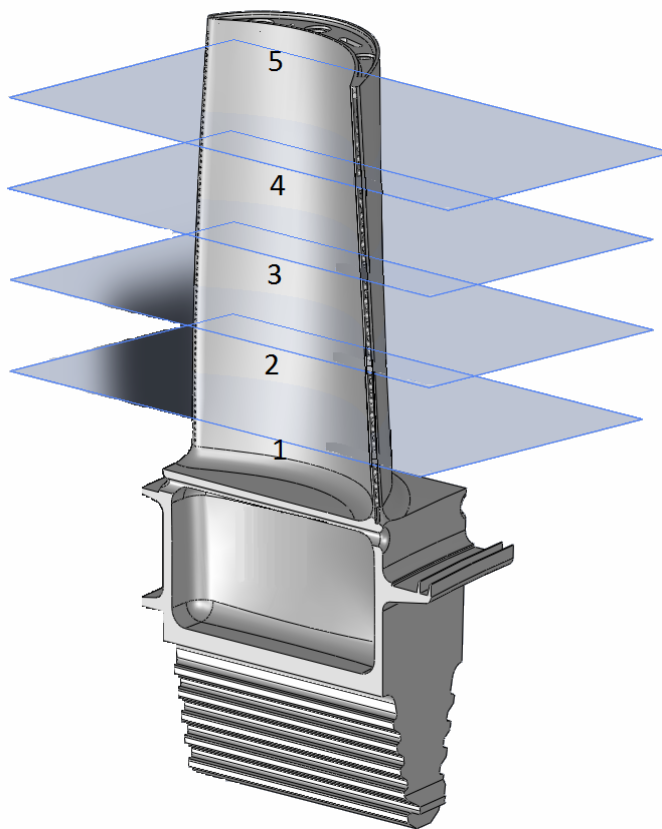


Рис. 1 – Рабочая лопатка газовой турбины с указанием деления пера лопатки на пять расчетных поясов

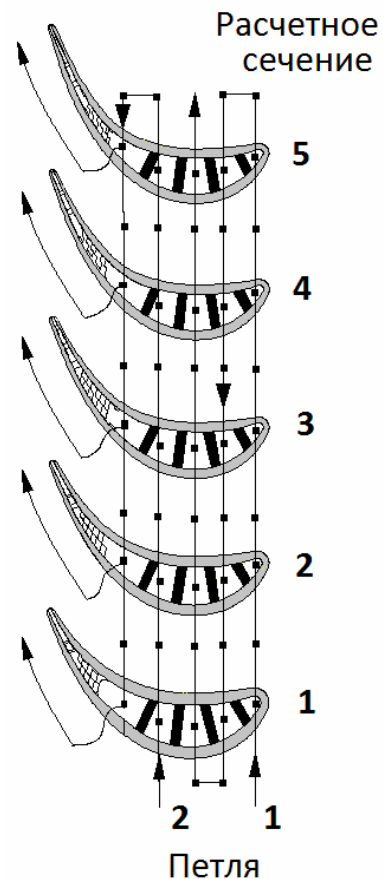


Рис. 2 – Схема перетекания воздуха в рабочей лопатке через расчетные сечения, расположенные посредине по высоте каждого из поясов. Точками показаны узлы гидравлической схемы

Выбрав схему охлаждения, на следующем этапе были определены основные геометрические размеры каналов, которые определялись главным образом расположением перегородок. В качестве исходного расположения перегородок для всех расчетных сечений было выбрано такое, как показано на рис. 4. Расстояние между перегородками, измеряемое по скелетной линии профиля, составляло 8, 10, 10, 10 мм, толщина перегородки равнялась 4 мм. Таким образом, канал с меньшим живым сечением располагался у входной кромки, на которой теплоотдача от газа выше. Перегородки располагались по нормали к скелетной линии профиля. Несмотря на равенство условных ширин каналов, их геометрия изменялась по высоте лопатки в силу изменения конфигурации профиля.

Заметим, что построение математической модели системы охлаждения целесообразно руководствоваться следующими соображениями.

1 Расчет охлаждения лопатки должен выполняться в сопряженной постановке, т.е. опираться на использование двух математических моделей: модели гидравлической сети и тепловой модели лопатки с обменом данными об условиях на границах соприкосновения моделей на каждой итерации. Используемый программный комплекс ТНА предполагает решение тепловой задачи методом конечных элементов в двухмерной постановке. Поэтому в случае лопатки тепловая модель должна быть представлена рядом поперечных сечений. Для этого разделим лопатку на пять одинаковых по высоте подобластей (поясов) (рис. 1) и разместим в середине каждой из них расчетное сечение (рис. 2). Учет радиального перетекания теплоты от одного расчетного сечения к другому будем учитывать приближенно решением одномерной задачи теплопроводности.

2 Наличие пяти расчетных сечений в тепловой модели предопределяет наличие соответствующих каналов в гидравлической модели, которые обеспечивали бы охлаждение каждой из подобластей. В соответствии с этим построена гидравлическая схема (рис. 3), в которой радиальные каналы охлаждения разделены на 10 участков (каналов). Каждая пара таких каналов отвечает за охлаждение соответствующего пояса на некотором участке профиля лопатки. Например, каналы В62 и В63 отвечают за охлаждение входной кромки лопатки в поясе 1.

3 В области выходной кромки (матрице и столбиках-турбулизаторах) проходное сечение каналов по ходу движения воздуха уменьшается, что вынуждает делить эти каналы на два-три последовательных канала для более точного учета потери давления и теплообмена.

Программы расчета воздушораспределения в системах охлаждения, как правило, имеют ограниченный набор каналов, т.е. набор корреляционных зависимостей для определения гидравлического сопротивления и теплоотдачи. Поэтому в случае отличия поперечного сечения канала от имеющегося в наборе приходится подыскивать наиболее близкий канал, как по форме, так и по способу интенсификации теплообмена канал. В связи с этим, радиальные каналы в лопатке были заменены эквивалентными каналами прямоугольного сечения (рис. 4), т.е. такими каналами, у которых периметр и площадь живого сечения равнялись соответственно периметру и площади живого сечения исходного канала.

Очевидно, что расчет и тем более оптимизация охлаждения невозможны без задания условий подвода теплоты от газа к лопатке. Определение значений коэффициента теплоотдачи на профиле лопатки является важнейшим этапом проектирования системы охлаждения. Теплоотдача на профиле лопатки изменяется

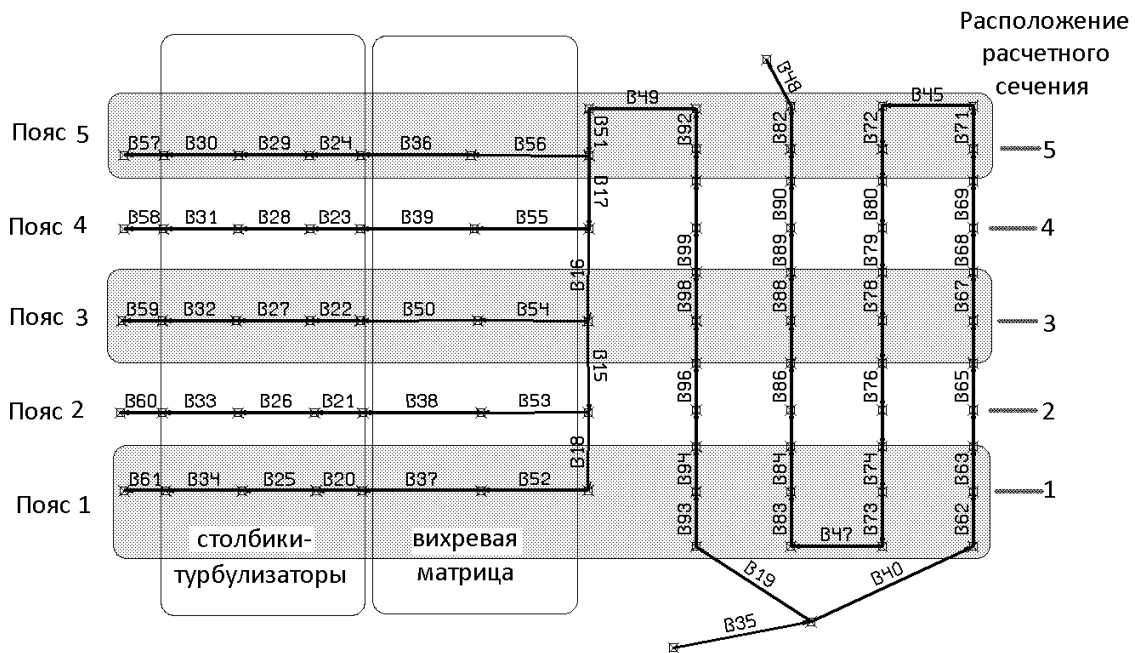


Рис. 3 – Принципиальная гидравлическая схема охлаждения рабочей лопатки

вдоль течения газа от входной кромки к выходной, и практически нет участков профиля, где она является постоянной величиной. Тем не менее, принято считать, что эпюра теплоотдачи имеет три характерные участка, на которых ее величина может быть принята постоянной. Используя экспериментальные зависимости и рекомендации [5, 6] были определены значения теплоотдачи в пяти выбранных сечениях на входной и выходной кромках, выпуклой и вогнутой сторонах лопатки. Постоянство теплоотдачи на участках размещения радиальных каналов охлаждения позволило выполнить оптимизации ширин каналов, так как их изменение не приводило к изменению граничных условий теплообмена от газа.

В ТНА имеется возможность при проведении расчета воздухораспределения в каналах охлаждения (так называемый «гидравлический» расчет) приближенно находить температуру наружной поверхности канала. Эта возможность позволяет сократить время предварительной оптимизации, так как достаточно затратный расчет методом конечных элементов температурного поля лопатки в данном случае не производится. При этом вместо двумерного расчета температуры используется решение для одномерной теплопроводности. Алгоритм расчета заключается в следующем. Для определения подогрева воздуха в каналах необходимо иметь среднюю температуру поверхности канала. Имея на некоторой итерации среднюю температуру воздуха и коэффициент теплоотдачи во всех каналах охлаждения, находятся температуры внутренней и внешней поверхности канала при условии задания: толщины стенки канала, коэффициента теплопроводности материала и граничных условий со стороны газа. Далее выполняется расчет воздухораспределения и подогрева воздуха в каналах, и вновь уточняются температуры наружной и внутренней поверхностей стенок.

В радиальных каналах охлаждения отвод теплоты происходит главным образом от стенок, принадлежащих к оболочке лопатки. Перегородки принимают участие в теплообмене значительно в меньшей степени. Поэтому для расчета подогрева воздуха в данных расчетах вводился коэффициент, учитывающий реальный тепловой периметр канала.

Следует признать, что результаты оптимизации ширин каналов оказались не удовлетворительными. Вначале предполагалось, что если на противоположных сторонах радиальных каналов (исключая перегородки) разместить поперечные ребра, приводящие к практически максимальной интенсификации теплообмена, то тогда, варьируя шириной каналов, можно достичь наилучшего охлаждения при минимальных затратах воздуха. Такие ребра высотой 1 мм с шагом 5 мм были размещены во всех радиальных каналах. В результате компьютерной оптимизации первой ветви действительно были найдены такие ширины каналов, прохождение воздуха в которых приводил к температуре поверхности близкой к допустимой и равной 850 °С. Ширина каждого из каналов при этом изменялась вдоль радиуса. Причем минимальное ее значение приходилось на среднее сечение лопатки, где температура газа была максимальной. Однако ширины каналов оказались в среднем равными 2–4 мм, т.е. соизмеримыми или меньше толщин перегородок. Причиной столь значительного уменьшения проходного сечения каналов явились большие значения гидравлического сопротивления каналов с ребрами одинаковой высоты, что не позволило пропустить через первую петлю необходимый расход воздуха. Конструкция с малыми ширинами каналов не была принята, так как при этом значительно сократилась бы охлаждаемая данными каналами поверхность лопатки.

Завершающий этап оптимизации системы охлаждения рабочей лопатки

Второй подход к оптимизации оказался удачным. Положение перегородок при оптимизации не изменялось, а варьировались высоты поперечных ребер. Для расчета гидравлического сопротивления и теплоотдачи в прямоугольных каналах с расположением поперечных ребер на противоположных стенках использовались зависимости [7]. При этом в каналах определялись два значения коэффициента теплоотдачи: на оребренных и неоребренных участках каналов. В данных расчетах температура поверхности лопатки находилась по одномерной теории теплопроводности, и поэтому использовались только значения теплоотдачи на оболочке лопатки. В дальнейшем при расчетах температурного поля лопатки в двумерной постановке использовались также вторые значения теплоотдачи, как условие для перегородок лопатки. Отдельно оптимизировались первая и вторая ветви охлаждения лопатки, поскольку их тепловая зависимость незначительна.

Рассмотрим некоторые результаты оптимизации первой ветви. В качестве варьируемых параметров использовались 15 значений высот поперечных ребер, а в качестве ограничений – максимальная допустимая температура наружной поверхности, равная 850 °С, в 16-ти характерных точках. Среди пяти тысяч вариантов удовлетворили ограничениям только 17, а именно варианты 2456, 2690, 2728, 3042, 3096, 3208, 3240, 3528, 3560, 3880, 3992, 4156, 4424, 4444, 4456, 4888, 4920. Лучшим из них, соответствующий минимальному расходу, был вариант 3042, в котором расход равнялся 40,7 г/с. Данные по оптимальным высотам ребер показаны на рис. 5. Максимальная высота ребер, а, следовательно, и коэффициента теплоотдачи, была достигнута в среднем сечении, в котором температура газа также максимальна. В канале 2 и 3 высоты ребер оказались больше в силу больших живых сечений каналов и большей температуры воздуха из-за нагрева в предыдущих каналах. Очевидно, что подобные результаты вручную было бы трудно получить. Аналогичным образом была оптимизировано охлаждение на участке второй ветви.

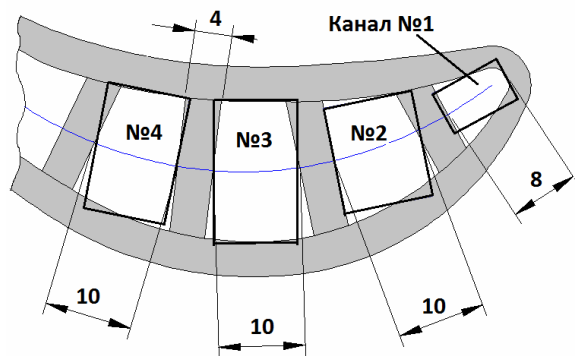


Рис. 4 – Размещение перегородок и эквивалентных прямоугольных каналов в среднем сечении

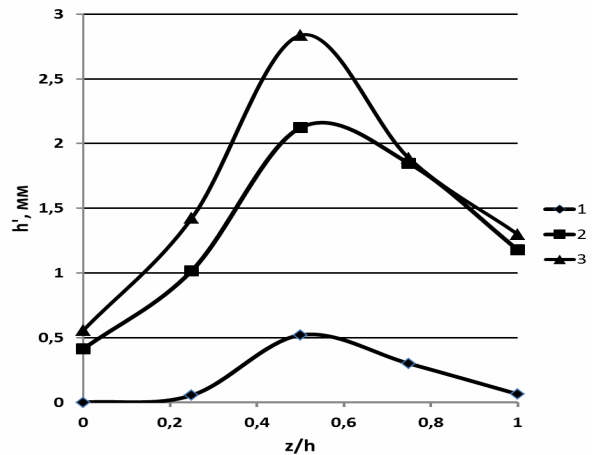


Рис. 5 – Оптимальные высоты поперечных ребер в каналах 1, 2, 3

На следующем этапе была выполнена оптимизация охлаждения лопатки в сопряженной постановке. При этом в качестве первого приближения использовались те геометрические размеры, которые соответствовали результатам предыдущей оптимизации. Таким образом, в качестве первого приближения уже применялась достаточно хорошо отработанная схема охлаждения. Тем не менее, ее расчет в сопряженной постановке показал более высокую температуру лопатки, чем ожидалось. Максимальное значение температуры составляло (890–900) °С, что явилось следствием использования одномерного подхода для расчета температуры поверхности. В дальнейшем доводка системы охлаждения заключалась в решении трех задач: снижении максимальной температуры лопатки до 850 °С, уменьшении неравномерности температуры поверхности лопатки, уменьшении расхода воздуха на охлаждение. В качестве варьируемых задавались следующие параметры: диаметр столбиков-турбулизаторов и шаги их размещения, шаг ребер в вихревой матрице, высоты поперечных ребер в радиальных каналах, диаметры подводящих каналов. Общее число этих параметров оказалось более 50-ти (рис. 6). Таким образом, на этом заключительном этапе была выполнена оптимизация системы охлаждения лопатки в целом, а не отдельных ее участков.

Успех оптимизации в значительной степени зависит от того, каким образом заданы диапазоны изменения каждого из варьируемых параметров. В общем случае диапазоны задаются из геометрических ограничений, т.е. исходя из возможности размещения турбулизаторов в каналах с учетом ограничения минимальных значений шагов между турбулизаторами, ребрами, еще не приводящими к полному перегородиванию живого сечения каналов. При таком подходе, т.е. когда варьирование значениями параметров происходит в возможных с точки зрения изготовления пределах, компьютерная оптимизация отвечает на вопрос о пригодности выбранной схемы для охлаждения. Опыт показывает, что из общего числа вариантов расчетов системы охлаждения только небольшое их число удовлетворяет выбранным ограничениям. Так в данном случае из 20000 вариантов только несколько десятков вписывались в температуру поверхности в заданном диапазоне (760–850) °С. Среди этих вариантов наименьший расход, равный 131,8 г/с, соответствовал варианту 15262 (рис. 7 и 8).

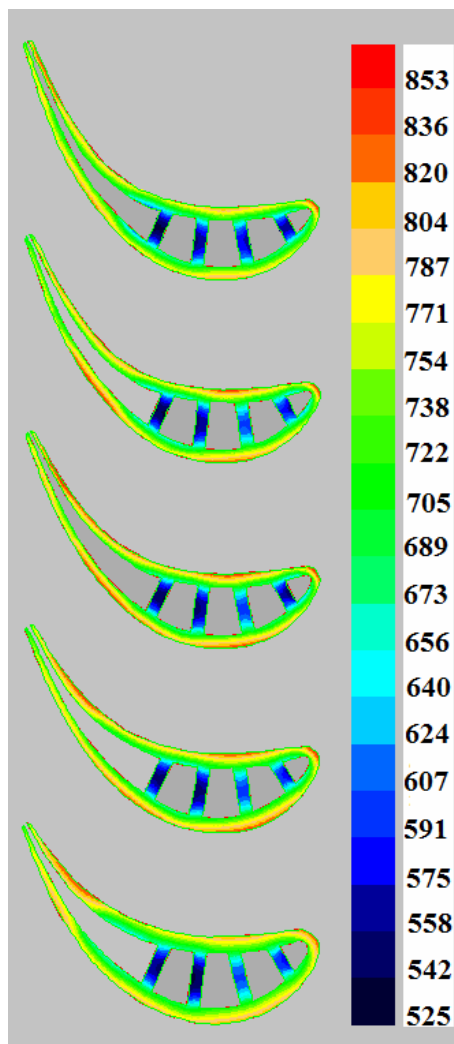


Рис. 7 – Температурное поле рабочей лопатки с оптимизированной системой охлаждения

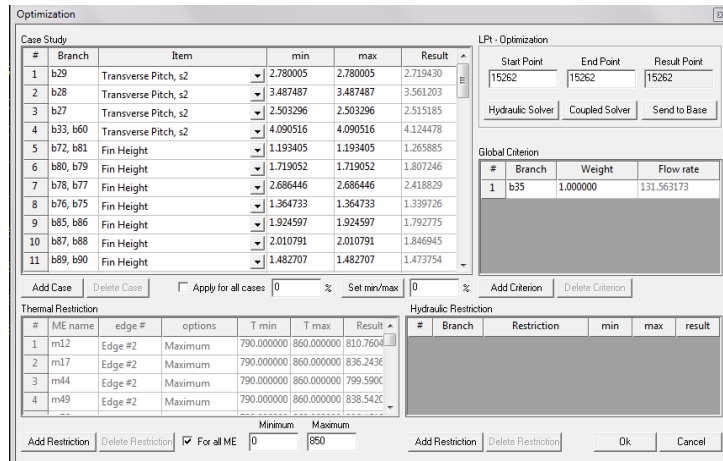


Рис. 6 – Диалоговый экран в ТНА для задания параметров оптимизации

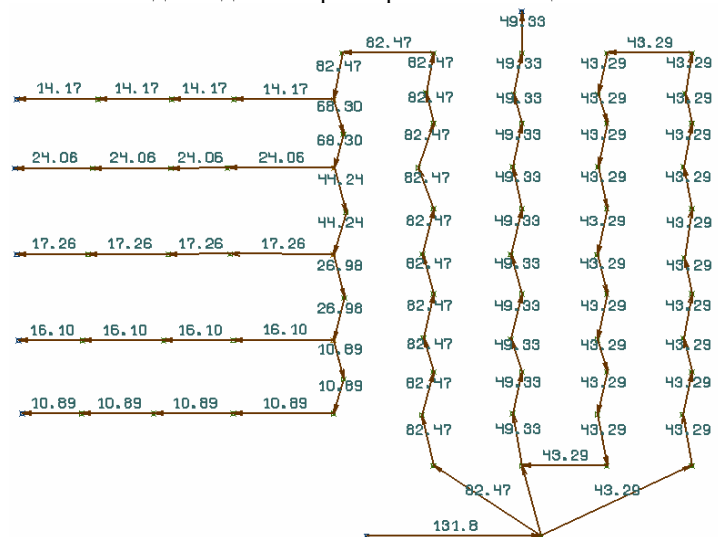


Рис. 8 – Расход воздуха (г/с) в ветвях оптимизированной системы охлаждения рабочей лопатки

В результате оптимизации геометрические размеры каналов, ребер, цилиндрических столбиков и другие геометрические характеристики каналов определялись с точностью, который позволяет расчёт на компьютере. В инженерной практике задание таких размеров не принято. Поэтому после оптимизации должно быть выполнено округление размеров, до значений которые определены технологическими возможностями производства.

Выводы

1 Несмотря на некоторые опасения, показана целесообразность компьютерной оптимизации при построении эффективных систем охлаждения лопаток газовых турбин.

2 Компьютерная оптимизация позволяет оценить пригодность выбранной схемы охлаждения для данных условий работы лопатки газовой турбины.

3 Целесообразно проведение поэтапной оптимизации. На начальном этапе проводится оптимизации гидравлической сети с приближенным расчетом температуры

поверхности лопатки, на завершающем этапе выполняется доводка системы охлаждения с подробным расчетом температурных полей лопатки.

Список литературы: 1. *Тарасов, А.И.* Стратегия оптимизации систем охлаждения лопаток газовой турбины методом *LP*-поиска применительно к сетевой модели [Текст] / А.И. Тарасов, А.И. Долгов // Электронное моделирование. – К.: НАН Украины, 2010. – Т. 32, № 1. – С. 105-112. 2. Заявка 2006613693 Российская Федерация, ТНА (Thermal & Hydraulic Analysis) [Текст] / Тарасов А.И, Долгов А.И.; Заявитель и патентообладатель А.И. Тарасов, А.И. Долгов. – № 2006613871; заявл. 02.11.06; опубл. 10.11.06. 3. *Соболь, И.М.* Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И.М. Соболь, Р.Б. Статников. – М.: Наука, 1981. – 110 с. 4. *Соболь, И.М.* О наилучших равномерно распределенных последовательностях [Текст] / И.М. Соболь // Успехи математических наук. – 1977. – Т. 32, № 2. – С. 231-232. 5. *Швец, И.Т.* Воздушное охлаждение деталей газовых турбин [Текст] / И.Т. Швец, Е.П. Дыбан. – К.: Наукова думка, 1974. – 488 с. 6. *Копелев, С.З.* Конструкция и расчет систем охлаждения [Текст] / С.З. Копелев, А.Ф. Слитенко. – Х.: Основа, 1994. – 240 с. 7. *Han, Je-Chin* Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology [Текст] / Je-Chin Han, S. Dutta, S. Ekkad // Taylor & Francis. – 2000. – P. 646.

Поступила в редколлегию 01.02.13

УДК 621.165

Оптимизация системы охлаждения рабочей лопатки энергетической газовой турбины [Текст] / **А.И. Тарасов, А.И. Долгов** // Вісник НТУ «ХП». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХП», 2013. – № 12(986). – С. 69-76. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянуто проблеми багатопараметричної комп'ютерної оптимізації системи охолодження робочої лопатки газової турбіни. Показано, що проведення оптимізації в режимі діалогу за ряд етапів, дозволяє відчувати перевагу автоматизації в порівнянні з ручним підходом.

Ключові слова: газова турбіна, робоча лопатка, система охолодження, коефіцієнт тепловіддачі, оптимізація.

Multi-parameter computer optimization of cooling power rotor blade of a gas turbine are considered. It is shown that the optimization in a dialogue for a number of stages, allows getting the advantage of automation compared to the manual approach.

Keywords: gas turbine, blade, cooling system, heat transfer coefficient, optimization.

УДК 621.165

А.В. БИЛАН, инженер ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;

В.Н. БИЛАН, канд. техн. наук; нач. отдела ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия

РАСЧЕТ ТЕПЛООБМЕНА В ГОРИЗОНТАЛЬНЫХ СЕТЕВЫХ ПОДОГРЕВАТЕЛЯХ С УЧЕТОМ КОМПОНОВКИ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ

Разработана методика расчета теплопередачи в многоходовом горизонтальном сетевом подогревателе с учетом влияния скорости пара и конфигурации трубных пучков, позволяющая определять нагрев воды в каждом пучке и оптимизировать компоновку трубной системы подогревателя.

Ключевые слова: горизонтальный сетевой подогреватель, коэффициент теплопередачи, нагрев в пучке, учет расположение трубки, оптимизация компоновки.

Введение. Применяемые в настоящее время методики расчета теплообмена в сетевых подогревателях и конденсаторах учитывают зависимость коэффициента теплопередачи от скорости и средней температуры воды, а также поправочные коэффициенты на воздухоохладитель, материал и диаметр труб, загрязнение поверхности. В [1] рассматриваются четыре основные методики: Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ), Института теплообмена США, Калужского турбинного завода (КТЗ), Уральского технического университета (УГТУ-УПИ). На Уральском турбинном заводе (УТЗ) применяется модифицированная методика фирмы «Метро-Виккерс» [1].

Известно, что теплоотдача с паровой стороны существенно зависит от скорости движения пара и расположения трубки в пучке и при подаче конденсирующего пара с большой скоростью, скоростной коэффициент возрастает в 3...10 раз [2]. В методиках КТЗ и УГТУ-УПИ скоростной коэффициент учитывается в среднем через относительный периметр подвода и скорость пара на входе в трубный пучок, что не позволяет учесть сложную компоновку пучка, т.е. расположение каждой трубки. Даже для самой простой квадратной формы поперечного сечения пучка при оценке теплопередачи двух вариантов подвода пара (по двум смежным сторонам и по двум противоположным сторонам) относительный периметр подвода одинаков, но очевидно, что средний коэффициент теплопередачи этих вариантов разный. Тем более упомянутые методики весьма приближенно учитывают сложную структуру ленточных пучков с дополнительными проходами, которые широко используются в современных конденсаторах. В методике УГТУ-УПИ на основе обобщения результатов испытаний большой группы конденсаторов геометрия пучка учитывается с помощью фактора компоновки Φ_k , зависящего от относительного периметра и коэффициента компактности трубного пучка, который зависит от средней ширины ленты и шагов разбивки.

Цель исследования, постановка задачи. Очевидно, что применяемые в настоящее время сплошные компоновки пучков в сетевых подогревателях не являются оптимальными. Для интенсификации теплообмена следует увеличить относительный периметр подвода пара и создать компоновку пучка с трубками, максимально приближенными к фронту подвода пара. Поэтому необходима методика расчета фактора компоновки Φ_k , учитывающая теплопередачу каждой трубки, в зависимости от ее положения в пучке. Теоретическое решение такой задачи вызывает большие трудности. Классические работы по расчету теплообмена в пучке труб учитывают

© А.В. Билан, В.Н. Билан, 2013

скорость пара и ее изменение при движении от трубки к трубке только в среднем. Определение локальных значений скорости пара в трубном пучке представляет сложную задачу, т.к. при конденсации пара на каждой трубке существенно изменяется его объем, а, следовательно, и скорость. Поэтому при разработке такой методики воспользуемся имеющимися экспериментальными исследованиями о теплоотдаче с паровой стороны трубки в зависимости от ее положения относительно фронта подвода пара [2, рис. 24].

Как известно [2], коэффициент теплопередачи через стенку трубки определяется тремя составляющими

$$k_t = \left(\frac{1}{\alpha_b} + \frac{1}{\alpha_n} + \frac{\delta}{\lambda} \right)^{-1}, \quad \frac{\delta}{\lambda} = \sum \frac{\delta_k}{\lambda_k}, \quad (1)$$

где α_b – коэффициент теплоотдачи от стенки к воде, Вт/(м²·град); α_n – коэффициент теплоотдачи от пара к трубке, Вт/(м²·град); δ_k – толщины стенки и слоев загрязнений, м; λ_k – коэффициенты теплопроводности стенки и слоев загрязнения, Вт/(м·град).

Для пароводяных подогревателей имеются экспериментальные зависимости фирмы «Метро-Виккерс» коэффициента теплопередачи k_3 (w_b, t_{cp}) от скорости воды w_b и средней температуры t_{cp} [2, рис. 82]. Эксперименты проводились для чистых латунных труб с наружным диаметром 19 мм при $\alpha_n = 7676$ Вт/(м²·град), что соответствует 6600 ккал/(м²·час·град), указанным в работе. Таким образом, экспериментальные зависимости k_3 в основном отражают изменение коэффициента теплоотдачи от стенки к воде α_b . Они более 40 лет использовались в методиках расчета сплошных пучков труб и были подтверждены в эксплуатации сетевых подогревателей УТЗ [1].

Из уравнения (1) вычислим сумму двух термических сопротивлений (стенки и от стенки к воде) и обозначим ее R_{cb}

$$R_{cb} = \frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{k_t} - \frac{1}{\alpha_n} = \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676}. \quad (2)$$

С другой стороны, известны экспериментальные зависимости [2, рис. 24] поправочного коэффициента φ_i , показывающего понижение коэффициента теплоотдачи пара для i -го ряда трубок с ламинарным течением пленки по сравнению с первым. Следовательно, если обозначить коэффициент теплоотдачи пара первой трубки через α_n^1 , то коэффициент теплоотдачи пара к i -ой трубке (расположенной в i -ом ряду от фронта подвода) будет равен $\alpha_n^i = \varphi_i \cdot \alpha_n^1$. Очевидно, что комплекс (2) не зависит от расположения трубки в пучке и коэффициент теплопередачи пучка запишем в виде суммы коэффициентов теплопередачи всех трубок (трубки имеют одинаковые площади)

$$k_{пуч} = \sum \left(\frac{1}{\alpha_n^i} + R_{cb} \right)^{-1} = \sum \left(\frac{1}{\varphi_i \cdot \alpha_n^1} + \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676} \right)^{-1}. \quad (3)$$

Суммирование проводится по всем трубкам. Неизвестным является только коэффициент теплоотдачи от пара к стенке α_n^1 для первого ряда трубок сплошного пучка.

Для определения этого коэффициента можно воспользоваться теоретическими зависимостями Нуссельта для одиночной горизонтальной трубы [1], которые получены с рядом допущений: течение пленки конденсата ламинарное; конденсируется насыщенный пар; температура стенки постоянная; в пленке отсутствует конвективный

перенос теплоты; силы инерции по сравнению с силами вязкости и гравитации малы; на внешней поверхности пленки отсутствует касательное напряжение; силы поверхностного натяжения пленки не влияют на характер ее течения. Поэтому при использовании формулы Нуссельта вводятся поправочные коэффициенты [1], важнейшим из которых является фактор скорости натекания пара Φ_w .

Для определения переменной по контуру скорости натекания пара на первую трубку в пучках можно использовать методы расчета осредненного течения двухфазных дисперсных сред [3]. Модифицированная методика расчета линий тока в поверхностном конденсаторе приведена в работе [4]. В трехмерной модели с учетом изменения течения по длине пучка решение такой задачи вызывает трудности даже на многопроцессорных ЭВМ. Поэтому для проведения многовариантных оптимизационных расчетов разработан эффективный приближенный метод расчета теплообмена в пучках со средним значением фактора скорости. При необходимости для окончательно принятой компоновки фактор скорости может быть уточнен методами [3, 4], а также введением коэффициента на основе обработки экспериментальных данных.

Приближенный метод определения коэффициента α_n^1 , основанный на том, что экспериментальные зависимости фирмы «Метро-Виккерс» с учетом дополнительных поправок длительно использовались для расчета теплообмена сплошных пучков сетевых подогревателей и дают в этом случае хорошее совпадение с экспериментом. В сплошном пучке за первый ряд трубок будем считать только трубки, расположенные по периферии пучка, к которым непосредственно подводится пар.

Приводим последовательность расчета теплообмена в пучке сложной конфигурации.

По экспериментальным зависимостям фирмы «Метро-Виккерс» определяем средний коэффициент теплопередачи k_3 (w_b , t_{cp}) от скорости воды w_b и средней температуры t_{cp} .

С учетом зависимости (2) определяем комплекс $R_{cb} = \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676}$.

По формуле (3) для пучка с n трубками вычисляем

$$\sum \left(\frac{1}{\varphi_{ic} \cdot \alpha_n^1} + \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676} \right)^{-1} = n \cdot k_3. \quad (4)$$

Отметим, что в уравнении (4) коэффициент φ_{ic} каждой трубки вычисляется как для сплошного пучка, т.е. трубки первого ряда находятся только по периферии подвода пара. Таким образом, получаем нелинейное уравнение для определения коэффициента теплоотдачи α_n^1 трубки первого ряда сплошного пучка. Решение такого уравнения итерационными методами для современных ЭВМ не представляет труда.

Так как в рассчитываемом пучке количество трубок первого ряда будет больше чем в сплошном, то изменится скорость набегания пара и необходимо ввести поправочный коэффициент, в который скорость входит в степени 0,16...0,2 [1]

$$\Phi_w = \left(\frac{n_c^1}{n_k^1} \right)^{0,2}, \quad (5)$$

где n_c^1 – количество трубок первого ряда в сплошном пучке; n_k^1 – количество трубок первого ряда в пучке со сложной конфигурацией.

После определения α_n^1 находим средний коэффициент теплопередачи одной трубки k_{cp} и поправочный коэффициент компоновки k_k по уравнению (3):

$$k_{cp} = \frac{\sum \left(\frac{1}{\varphi_{ik} \cdot \alpha_n^1 \cdot \Phi_W} + \frac{1}{k_3} - \frac{1}{7676} \right)^{-1}}{n}; \quad k_k = k_{cp}/k_3. \quad (6)$$

Отметим, что коэффициент φ_{ik} вычисляется для каждой трубки с учетом подвода пара не только по периферии пучка, но и в проходах внутри пучка.

Дальнейшая корректировка коэффициента теплопередачи k_{cp} , как и в существующих методиках, выполняется с учетом материала и диаметра труб, влияния воздухоохладителя, загрязнения и других факторов.

Для определения коэффициента φ_i для каждой трубки необходимо вычислить номер ряда этой трубки относительно фронта подвода пара. Для наглядности проиллюстрируем определение коэффициента φ_i для трубок А и Б пучка (рис. 1). Коэффициент φ_{ic} в уравнении (4) рассчитывается только с учетом линий подвода 1 по периферии пучка, т.е. минимальным для обеих точек будет соответствующее расстояние a . Коэффициент φ_{ik} в уравнении (6) рассчитывается с учетом линий подвода по периферии 1 и дополнительного прохода 2, т.е. по минимальному расстоянию из a и b . Для точки А это будет тоже самое расстояние a , а для точки Б – расстояние b , т.к. оно меньше a . После определения минимального расстояния вычисляется ряд трубки по отношению к фронту подвода пара.

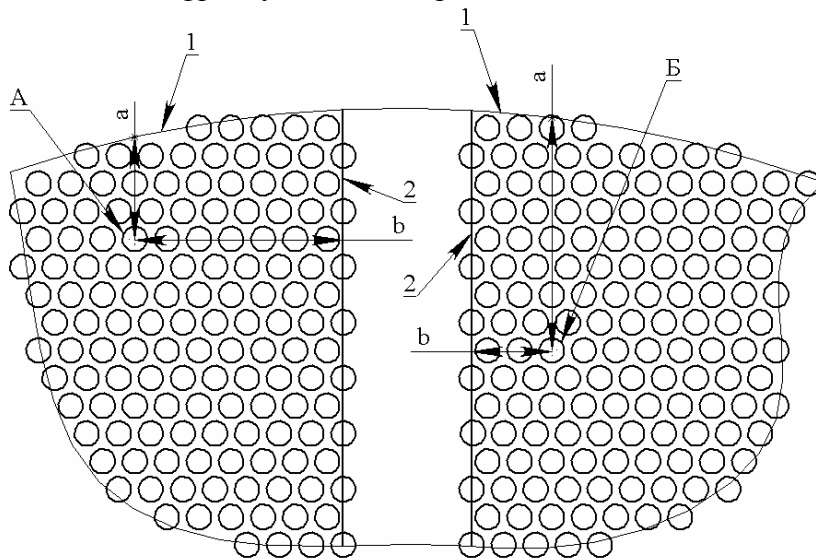


Рис. 1 – Определение ряда трубки относительно фронта подвода пара

нагрев в каждом пучке, что более точно, чем расчет всего подогревателя с учетом поправок на количество ходов, т.к. более точно определяется температурный напор, от которого зависит коэффициент теплопередачи каждого пучка. Для этого задаемся приближенно температурой насыщения пара и итерируем до совпадения с заданной точностью расчетного недогрева.

По методике УТЗ [1] тепловой расчет подогревателя выполнялся для всех пучков одновременно, а количество ходов учитывалось через изменение скорости сетевой воды, что не позволяло определить температуры нагрева воды в каждом пучке. Современные расчеты на прочность труб учитывают существенное влияние продольных усилий растяжения-сжатия на прочность трубок, для чего необходимо

Несмотря на относительно быстрое изменения коэффициента теплоотдачи α_n от расположения трубки по отношению к фронту подвода пара, теплопередача трубки изменяется не столь значительно, т.к. она определяется и комплексом $R_{св}$, который постоянный для всех трубок.

Число ходов учитываем, рассчитывая последовательно

знать среднюю температуру нагрева труб по пучкам. В табл. 1 приведены результаты расчета сетевого подогревателя с учетом нагрева в каждом трубном пучке (ходе), в последней строке указаны результаты для всех пучков одновременно по методике УТЗ.

Таблица 1

Результаты расчета нагрева сетевой воды по трубным пучкам

№ пучка	Количество трубок	$k_{ср}$, Вт/(м ² ·град)	$T_{входа}$, °С	$T_{выхода}$, °С	Нагрев, °С	Нагрев, %
1	1348	3745	60,0	78,7	18,67	46,7
2	1260	3904	78,7	89,5	10,83	27,1
3	1286	3923	89,5	96,1	6,62	16,6
4	1249	3975	96,1	100,0	3,87	9,7
По УТЗ	5143	3833	60,0	100,0	40,00	100,0

Несмотря на примерно равное количество труб в пучках, нагрев существенно уменьшается от первого до четвертого хода и изменяется средняя температура труб, влияющая на их напряженное состояние.

Для каждого пучка и компоновки в целом можно вычислить средний коэффициент $\phi_{ср}$, по которому проводится сравнение с теплопередачей трубки первого ряда. Отметим, что увеличение количества первых трубок в компоновке приводит к уменьшению фактора скорости $\Phi_{ш}$, поэтому необходимо оптимизировать фактор компоновки $\Phi_k = \phi_{ср} \Phi_{ш}$.

Описанная методика реализована в системе автоматизированного проектирования сетевых подогревателей ЗАО «УТЗ», позволяет выполнить многовариантные расчеты по оптимизации теплопередачи в трубной системе. Разработанный алгоритм учитывает коэффициент теплопередачи каждой трубки в зависимости от ее расположения относительно фронта входящего пара и более точно определяет интегральный коэффициент всего пучка. Благодаря автоматизированной разбивки перфорированной зоны на пучки достаточно быстро выполняются многовариантные расчеты по рациональной компоновке пучков. На рис. 2 показан фрагмент разбивки пучка со сложной конфигурацией. По линии 1 подвод пара к трубкам отсутствует. Диаметр трубки на рисунке пропорционален интенсивности теплообмена через стенку трубки, что дает визуальную картину о распределении местных коэффициентах теплопередачи по всему пучку.

В табл. 2 приведены результаты расчетов характеристик компоновок, недогрева δ и относительного недогрева δ_0 для подогревателей со сплошными пучками и модернизированного с дополнительными проходами.

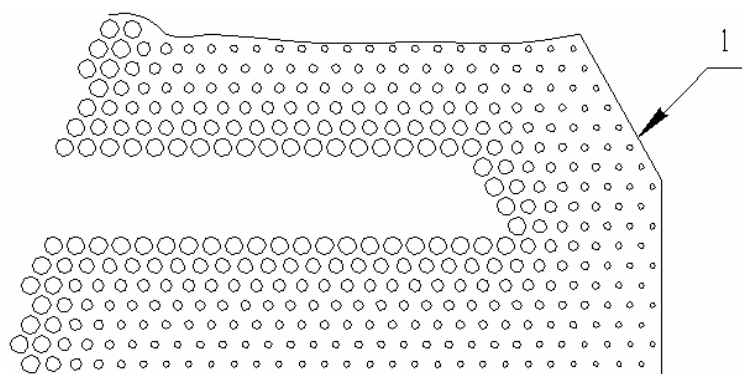


Рис. 2 – Визуализация интенсивности теплообмена в фрагменте пучка

Как показали численные расчеты, поправочный коэффициент компоновки k_k слабо зависит от расхода сетевой воды w_B и средней температуры нагрева $t_{ср}$ ($\pm 1\%$), поэтому можно определить его на номинальном режиме и считать постоянной

характеристикой компоновки, показывающей насколько увеличена теплопередача по сравнению со сплошными пучками.

Таблица 2

Результаты расчетов сетевых подогревателей с различной компоновкой

Тип компоновки	Кол-во трубок	k_k	φ_{cp}	Φ_W	$\delta, ^\circ C$	δ_o
Сплошная	5143	1	0,358	1	7,76	0,194
Модернизированная	4795	1,146	0,581	0,768	6,67	0,167

Исследования показали, что оптимизация компоновки сетевого подогревателя увеличивает интегральный коэффициент теплообмена на 10...20 %. При этом уменьшается количество трубок на 10...15 %. Отметим, что с увеличением загрязнения трубок эффект интенсификации уменьшается.

Выводы. Разработана инженерная методика расчета теплообмена в многоходовом горизонтальном сетевом подогревателе со сложной конфигурацией пучков. Расчет коэффициента теплоотдачи каждой трубки выполняется с учетом ее расположения относительно фронта подвода пара на основе имеющихся экспериментальных данных. Методика позволяет рассчитывать нагрев сетевой воды в каждом пучке. При этом в первом ходу четырех ходового подогревателя он составляет до 45 % от общего нагрева. Выполненные оптимизационные расчеты позволяют сократить количество трубок на 10...15 % с увеличением при этом среднего коэффициента теплоотдачи до 15 %. Методика реализована в системе автоматизированного проектирования сетевых подогревателей.

Список литературы: 1. Справочник по теплообменным аппаратам паротурбинных установок [Текст] / Под общей редакцией Ю.М. Бродова. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2006. 2. Берман, С.С. Теплообменные аппараты и конденсационные устройства турбоустановок [Текст] / С.С. Берман. – М.: Машгиз, 1959. 3. Циклаури, Г.В. Адиабатные двухфазные течения [Текст] / Г.В. Циклаури, В.С. Данилин, Л.И. Селезнев. – М.: Атомиздат, 1973. 4. Алексеев, Ю.П. Математическая модель конденсатора [Текст] / Ю.П. Алексеев, Л.И. Селезнев, О.С. Чураев // Энергомашиностроение. – 1986. – № 11. – С. 11-14.

Поступила в редколлегию 10.02.13

УДК 621.165

Расчет теплообмена в горизонтальных сетевых подогревателях с учетом компоновки трубных пучков [Текст] / А.В. Билан, В.Н. Билан // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 77-82. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Розроблено методику розрахунку теплопередачі в багатогодовому горизонтальному мережному підігрівнику з урахуванням впливу швидкості пари й конфігурації трубних пучків, що дозволяє визначати нагрівання води в кожному пучку й оптимізувати компоновання трубної системи підігрівника.

Ключові слова: горизонтальний мережний підігрівник, коефіцієнт теплопередачі, нагрів у пучку, врахування розташування трубки, оптимізація компоновання.

The calculation methods of heat transfer in multiple horizontal type heater for district-heating water with account of both influence – the steam speed and the tube bunches configuration has been developed. The water heating in every bunch is estimated and the configuration of water heater tube system is optimized.

Keywords: horizontal type main heater, heat transfer factor, bunch heating, the influence of tube location, configuration's optimization.

УДК 621.165

М.А. ГОТОВСКИЙ, д-р техн. наук; ведущий н.с. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

Ю.Г. СУХОРУКОВ, канд. техн. наук; зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

В.Ф. ЕРМОЛОВ, канд. техн. наук; зам. зав. отд. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

Н.Н. ТРИФОНОВ, канд. техн. наук; зав. лаб. ОАО «НПО ЦКТИ»,
С-Петербург, Россия

АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ЗАБРОСА ВЛАГИ В ТУРБИНУ ИЗ СМЕШИВАЮЩЕГО ПНД ПРИ АВАРИЙНОМ СБРОСЕ НАГРУЗКИ ТУРБОУСТАНОВКИ

При эксплуатации смешивающих подогревателей важную роль играет предотвращение заброса воды в турбину при внезапном сбросе нагрузки. В работе рассматриваются процессы, происходящие в смешивающем ПНД-2 и делается вывод о безопасности такого режима даже в условиях несрабатывания обратного клапана.

Ключевые слова: смешивающий подогреватель, сброс нагрузки, безопасность

Введение

Основным вопросом разработки и внедрения подогревателей смешивающего типа был и остается вопрос защиты турбины от проникновения воды в ее проточную часть [1]. Проникнуть в турбину вода может двумя путями: либо переполнением подогревателя и последующим поступлением воды в турбину, либо ее заброс в турбину с обратным потоком пара.

Решая вопрос о защитных средствах, устраняющих переполнение подогревателя и учитывая исключительную опасность поступления воды в турбину, защитные средства, основанные на срабатывании арматуры, не рассматривались. Для этой цели были применены безарматурные линии аварийного перелива через специальные гидрозатворы, защищенные от выкипания. Многолетний опыт эксплуатации смешивающих подогревателей на тепловых и атомных энергоблоках подтвердил правильность выбранного решения: в любых эксплуатационных режимах и аварийных ситуациях обеспечивается надежная защита подогревателя от переполнения и возможного поступления воды в турбину.

Главным условием заброса воды в турбину с обратным потоком пара является достаточно высокая скорость потока, при которой возможна транспортировка воды в проточную часть турбины. В связи с этим все работающие в настоящее время смешивающие подогреватели, имеющие требуемый объем нагретого конденсата для обеспечения нормальной работы откачивающих насосов, снабжены обратными паровыми клапанами. Их абсолютная плотность не требуется – необходимо снижение расхода и скорости обратного парового потока, при которых транспортировка воды в виде крупных капель или сосредоточенных масс невозможна.

Краткое описание объекта рассмотрения

На рис. 1 представлена схема конструкции и потоков конденсата и пара в типовом вертикальном подогревателе, применяемом на блоках 200–1000 МВт ТЭС и

© М.А. Готовский, Ю.Г. Сухоруков, В.Ф. Ермолов, Н.Н. Трифонов, 2013

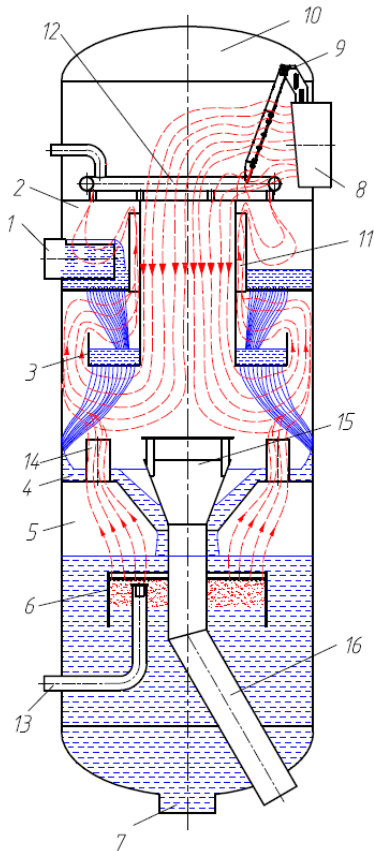


Рис. 1 – Смешивающий подогреватель СПНД-2 и схематическое движение потоков в нем

АЭС. Основной конденсат (ОК) через патрубок 1 поступает в водяную камеру 2, дно которой имеет перфорацию, создающую первый струйный пучок. Далее ОК стекает на перфорированную тарелку 3, создающую второй струйный пучок. ОК сливается на перегородку 4, разделяющую аппарат на зону нагрева ОК и конденсатосборник 5. В последнем автоматически поддерживается уровень, обеспечивающий нормальную работу откачивающих насосов. После обработки в деаэрационном устройстве 6 ОК через патрубок 7 отводится к насосам. Для подачи греющего пара из отбора турбины предусмотрен патрубок 8. Через обратный клапан 9 пар поступает в паровую камеру 10 и по центральной трубе 11 входит в зону нагрева ОК. Далее пар пересекает второй струйный пучок от центра к периферии, где происходит его частичная конденсация. Основная часть пара проходит по зазору между корпусом и тарелкой 3 и поступает к первому струйному пучку, где и завершается конденсация его основной части. Оставшаяся парогазовая смесь по каналу вокруг центральной трубы 11 входит в верхнюю часть водяной камеры, где часть пара конденсируется на поверхности конденсата, а оставшаяся парогазовая смесь отводится в конденсатор через коллектор 12. Для обеспечения деаэрации ОК в устройство

барботажного типа по патрубку 13 подается конденсат греющего пара поверхностного ПНД с более высоким давлением. Барботажный пар выходит ко второму струйному пучку через уравнивательные трубы 14. Над перегородкой 4 находится воронка 15 аварийного перелива ОК в конденсатор через патрубок 16.

Опыт эксплуатации подогревателей рассмотренной выше конструкции показывает в целом их достаточно высокую надежность, тепловую и деаэрационную эффективность. Вместе с тем, тот же опыт свидетельствует о различной степени надежности защитных средств. Если пропускная способность аварийного перелива сравнительно легко обеспечивается гидравлическим расчетом и со временем изменений не претерпевает, то обратный паровой клапан находится в более тяжелых условиях, имеет подвижный элемент – поворотный диск, испытывающий ударную нагрузку, что сокращает ресурс его работы. Вследствие этого в начальный период внедрения смешивающих подогревателей имели место срывы и поломки дисков. Не исключены они и в будущем. В связи с этим данная работа посвящена исследованию процессов вскипания конденсата в аппарате при выходе из строя обратного клапана и сбросе нагрузки турбины и выработке рекомендаций по ее защите.

Описание схемы анализа процесса парообразования в СПНД-2

При этом рассматривалось два варианта. В первом случае после возникновения аварийной ситуации подача конденсата в систему нагрева воды сохраняется и тогда в зависимости от работы сливного патрубка она или откачивается, или уходит через

переливную воронку. Во втором случае после возникновения аварийной ситуации подвод и отвод ОК прекращается. Начальная фаза процесса определяется истечением пара из занятого паром объема ПНД в камеру отбора турбины. При этом давление в аппарате быстро падает.

а) Случай сохранения подачи основного конденсата.

После прекращения подачи пара ситуация в этом случае выглядит следующим образом. Номинальный расход ОК образует систему струй, которые, однако, практически не нагреваются, поскольку расхода пара из турбины нет. На струях конденсируется пар, оставшийся в паровом объеме подогревателя. Процесс этот происходит очень быстро из-за высоких коэффициентов теплоотдачи и большой площади поверхности струй и опережает все остальные сценарии процесса. Температура воды равна приблизительно 50 °С и ей соответствует давление насыщенного пара 0,012 МПа. Дальнейшее падение давления в паровом отсеке сначала происходит со скоростью, соответствующей скорости падения давления в камере отбора пара из турбины. Затем начинается испарение ОК, которое будет поддерживать в паровом отсеке давление пара, соответствующее некоторой промежуточной температуре между температурой ОК на входе в подогреватель и температурой в конденсаторе. За счет снижения этого обеспечивается некоторый стационарный расход

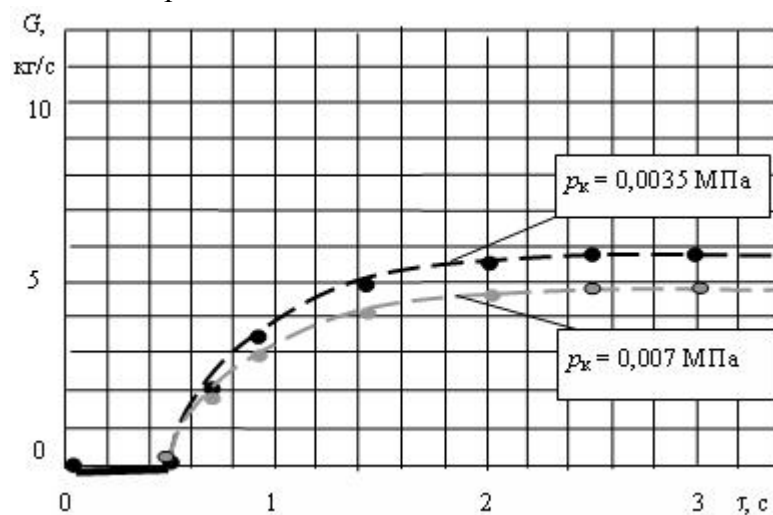


Рис. 2 – Изменение обратного расхода пара в турбину.
Жирный отрезок – остаточный поток в паровой отсек

обратного потока пара. Этот расход в зависимости от задания давления в конденсаторе будет находиться в интервале 17–21 т/ч. Полученные значения постоянного расхода слишком малы, чтобы привести к заметному повышению скорости вращения ротора турбины. На рис. 2 показаны расчетные точки и аппроксимирующая кривая изменения обратного расхода пара в турбину. При этом

давление в напорной паровой камере рассчитывалось по формуле (1) [2]

$$p_n = \frac{p_0 - p_k}{20\tau^3 + 1} + p_k, \quad (1)$$

а для p_0 , p_k принимались значения 0,081 МПа и 0,0035 МПа, соответственно. Последнее соответствует весьма низкой температуре охлаждающей воды в конденсаторе. Конденсация оставшегося в корпусе подогревателя пара в любом случае завершается за время порядка 0,5 с. Поэтому, если темп падения давления в напорной камере оказывается ниже, чем в паровом отсеке, то в течение промежутка времени того же порядка давление в напорной паровой камере может превышать давление в паровом отсеке и небольшой поток пара продолжает поступать в паровой отсек, что и показано на рис. 2.

Количество генерируемого за счет испарения основного конденсата пара будет существенно превышать его генерацию за счет аккумулялированной теплоты в водяном

отсеке и на перегородке. Это тем более так, поскольку поток 50-градусного конденсата будет охлаждать нижнюю часть подогревателя. Если вообразить, что заметное количество пара может поступить из нижней части подогревателя, то это не изменит условий установившихся в паровом объеме.

Если в начальный момент подача основного конденсата уже отсутствует, то истечение пара, естественно, будет происходить иначе, чем в ранее рассмотренном случае. После короткого начального периода падения давления в напорной камере массовый расход пара будет повышаться до некоторого максимального значения, а затем постепенно падать.

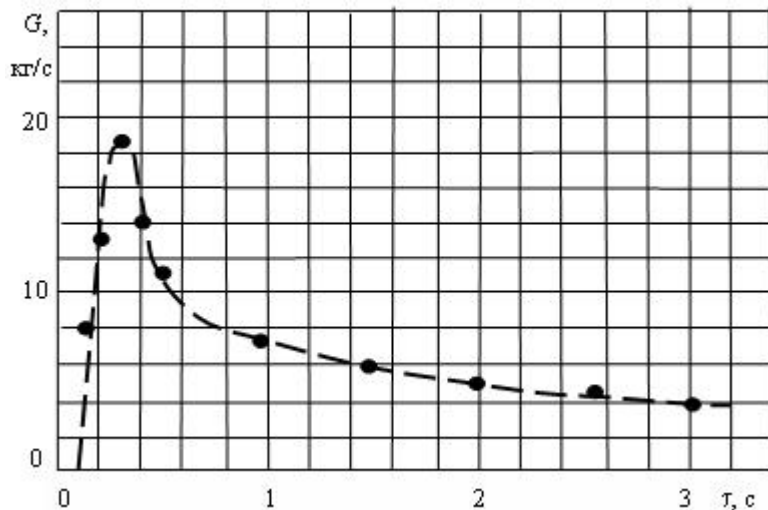


Рис. 3 – Изменение обратного массового расхода пара в турбину без учета аккумулированной теплоты при $t = 50\text{ }^{\circ}\text{C}$

Приведенная на рис. 3 расчетная кривая не учитывает генерацию пара за счет аккумулированной теплоты и, таким образом, количественно описывает процесс только для короткого начального интервала времени. Но скорее всего эта ситуация вообще является нереальной, поскольку можно полагать, что перекрытие линии подвода основного конденсата может произойти лишь с некоторым запаздыванием

по времени и начальная фаза процесса снижения давления пара и его истечения в напорную камеру будет в действительности происходить по сценарию, изображенному на рис. 2. Указанное запаздывание также в значительной степени определит температуру воды на перегородке, которая играет существенную роль при расчете интенсивности парообразования.

б) Случай отсутствия расхода основного конденсата.

В данном случае уже будет необходимо рассматривать генерацию пара в перегретой воде находящейся на перегородке и в водяном отсеке. Однако протекание первой фазы процесса неоднозначно. Прежде всего, важно знать в какой момент прекращается подача основного конденсата. Выше уже говорилось о том, что конденсация пара со снижением давления до температуры насыщения, близкой к входной температуре основного конденсата должна происходить за время около 0,5 с.

Две зоны генерации пара

По мере снижения давления в паровом пространстве уровень воды в водяном отсеке (конденсатосборнике) будет меняться в соответствии с взаимодействием этого процесса с системами подачи и откачки турбинного конденсата. Если мы примем условие одновременного закрытия патрубка слива (откачки) и подачи турбинного конденсата, то изменение положения уровня будет связано лишь с генерацией пара под уровнем воды за счет указанного снижения давления. Прежде, чем непосредственно перейти к рассмотрению генерации пара в водяных объемах, отметим одно важное обстоятельство, которое необходимо при этом учитывать. Вскипание происходит лишь

на твердых поверхностях. Затем в ходе подъема пузырей происходит испарение в них перегретой жидкости.

Для расчета потока генерируемого пара используется кубическая зависимость для плотности теплового потока в функции от перегрева стенки ΔT ,

$$q = A \Delta T^3, \quad (2)$$

где коэффициент A зависит от давления, а $\Delta T = T_w - T_s$, где T_s – температура насыщения. Поток пара $G = qf/r$, где f – площадь поверхности кипения. Для низких давлений в формулу (2) введена поправка, учитывающая некоторое снижение A вплоть до $p = 0,01$ МПа.

Возникновение паровых пузырей в перегретой жидкости рассматривалось в очень большом количестве работ. Основные результаты этого рассмотрения приводят к заключению, что при давлениях существенно меньших критического энергия образования зародыша парового пузыря в объеме жидкой фазы, не содержащей искусственных центров парообразования, столь велика, что вероятность его образования за счет флуктуации термодинамических параметров жидкости весьма мала. Поэтому жидкая фаза может быть существенно перегрета. Известно, например, что вода при атмосферном давлении может быть перегрета на двести с лишним градусов и еще сильнее при субатмосферном давлении. На рис. 4 приводятся результаты исследования времени жизни перегретой воды и солевого раствора [3].

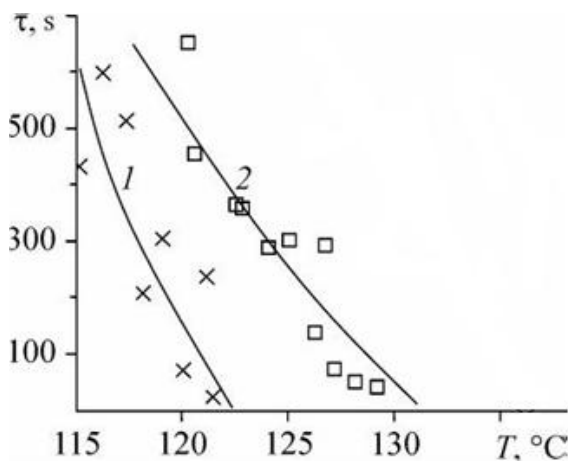


Рис. 4 – Зависимость среднего времени жизни перегретой воды от температуры:

1 – дистиллированная вода; 2 – слабый раствор соли

интенсивность будет непрерывно снижаться за счет остывания стенки, начиная с поверхности ее контакта с водой. Подвод теплоты к поверхности стенки имеет место и со стороны воды, но из-за ее более низкой теплопроводности его можно на начальной стадии не учитывать и ограничиться лишь испарением во всплывающие пузыри.

Для построения алгоритма процесса воспользуемся методом конечной глубины проникновения [4]. Метод состоит в том, что для описания процесса остывания используется аппроксимация температурного поля в стенке, связанная с введением некоторого слоя толщиной δ , обеспечивающего теплоподвод к поверхности. Если использовать квадратичную аппроксимацию, то для плотности теплового потока q имеем следующее уравнение

$$q = 2\lambda \frac{T_0 - T_w}{\delta} = A\Delta T^3, \quad (3)$$

Необходимо заметить, что для солевого раствора температура насыщения составляла менее 101°C . Таким образом, перегрев относительно температуры насыщения в 35°C сохранялся в течение более 100 с. Поскольку исследуемые процессы в СПНД-2 существенны в течении первых 10–20 секунд, то гомогенное вскипание не может вносить в них существенного вклада.

Рассмотрим теперь парообразование на границах перегретой металлической стенки и перегретой воды.

Парообразование происходит за счет запаса теплосодержания стенки. Его

где $\delta = \sqrt{nat}$, а n – коэффициент, зависящий от граничных условий.

В принципе формулу (3) можно использовать лишь для $\delta \leq h$, где h – толщина стенки. Но практически она неплохо работает и для $\delta = 2h$.

Приравнявая величины q , полученные по формуле для кипения и по формуле (3), получим

$$q = 2\lambda \frac{T_0 - T_w}{\delta} = A(T_w - T_s)^3, \quad (4)$$

откуда находим T_w , а затем – q . Удельный массовый поток пара можно найти, разделив q на r . Приведем некоторые результаты расчетов по приведенным формулам. Для температуры насыщения воды 60 °С и начальной температуре стенки – 90 °С. Толщина перегородки равна 10 мм.

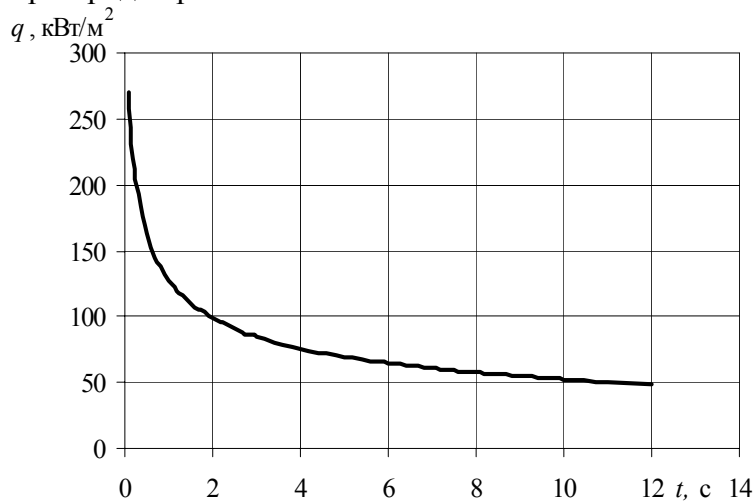


Рис. 5 – Зависимость плотности теплового потока на перегородке от времени

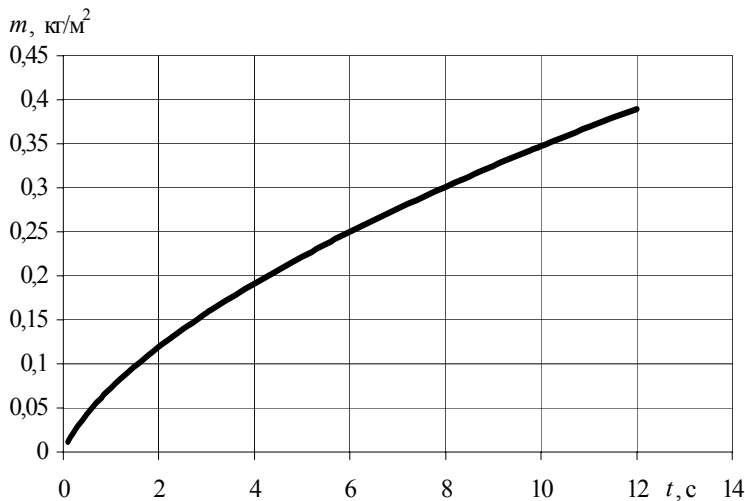


Рис. 6 – Расход пара с 1 м² поверхности перегородки $t_s = 50$ °С

Как уже говорилось выше, важной специфической чертой рассматриваемой задачи является низкое давление воды, которое затрудняет вскипание и характеризуется высоким перегревом стенки и большими отрывными диаметрами пузырей.

Экспериментальные данные [5] показывают, что для давления 10 кПа максимальные размеры отрывающихся пузырей достигают 40–60 мм. Поэтому принятие величины отрывного диаметра 50 мм вполне допустимо.

Из расчетов, результаты которых приведены на рис. 5, 6, можно определить приведенную скорость пара на поверхности перегородки, например, в течение 1-й секунды. Она равна 0,62 м/с для температуры 60 градусов. Очевидно, что за счет

подогрева при всплытии они еще более вырастут. Поэтому, по крайней мере в течение начального промежутка времени, режим кипения на перегородке скорее всего нужно рассматривать как струйный.

В работе [6] наблюдалось струйное движение пара при вскипании при низких давлениях

В первом приближении можно полагать, что увеличение объема пароводяного слоя на перегородке составит величину порядка четырех. Такая величина, очевидно, является безопасной. Скорость выхода пара в паровой объем перегревателя не превышает 2–3 м/с, что, учитывая исключительно низкую плотность пара, снимает любой вопрос, связанный с уносом жидкости.

Т.е. вскипание воды на перегородке не приводит к опасному забросу влаги в турбину.

Генерация пара в водяном отсеке (конденсатосборнике)

Предварительно рассмотрим некоторые экспериментальные данные необходимые для анализа процесса вскипания в водяном отсеке.

Вначале рассмотрим опытные данные для скорости всплытия, приведенные в справочнике [7] (рис. 7). Данные на этом рисунке получены для атмосферного давления, но, как хорошо известно, для больших пузырей скорость всплытия зависит лишь от размера. В соответствие с рис. 7 мы можем определить скорость всплытия приблизительно как 0,6 м/с.

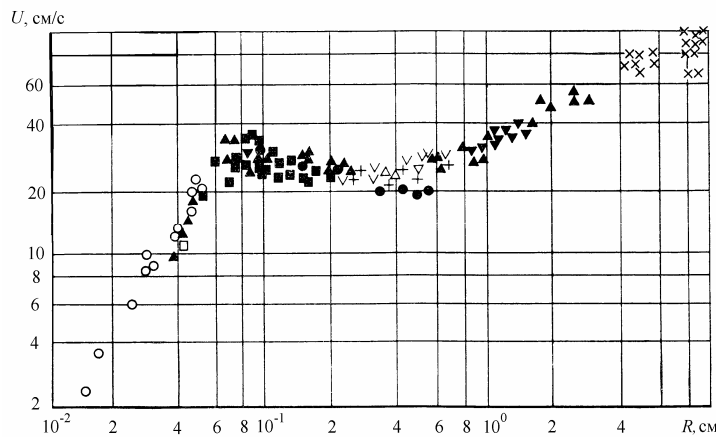


Рис. 7 – Зависимость скорости всплытия в воде одиночного пузыря от его размера при $p = 0,1$ МПа.

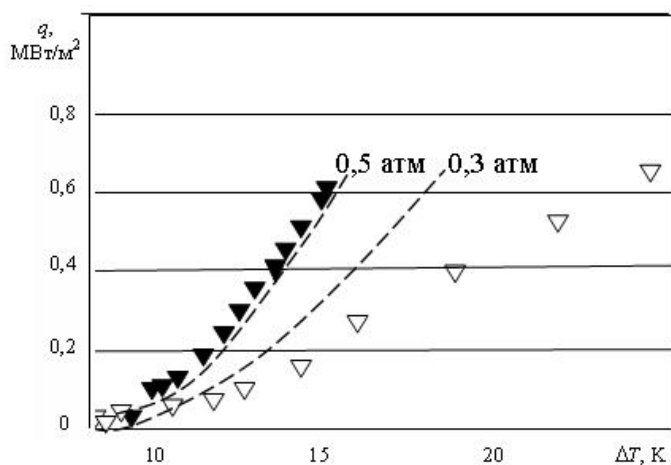


Рис. 8 – Кипение на гладкой поверхности: 1 атм (▼) и 0,2 атм (▽)

Теперь остановимся на изменении теплоотдачи с заметным уменьшением давления по сравнению с атмосферным. Для иллюстрации величины этого изменения рассмотрим результаты работы [8]. Из данных этой работы (рис. 8) следует, что заметное влияние снижения давления проявляется при $p < 0,5$ атм. Перейдем теперь к рассмотрению процессов вскипания в водяном отсеке подогревателя. Тут необходимо сразу же заметить, что важную роль играет вопрос о моменте прекращения подачи основного конденсата. Давление над уровнем конденсата в конденсатосборнике в начале процесса будет падать, приближаясь к давлению в паровом отсеке. Сначала что-то в этом роде и происходит. Ведь отношение начального давления под перегородкой к установившемуся давлению в паровом отсеке превышает критическое

и лишний пар очень быстро начнет уходить через уравнивательные патрубки. Затем,

естественно, начинается вскипание в водяном отсеке и вспухание уровня в нем. Как уже говорилось выше, мы приняли, что расход основного конденсата прекращается сразу. Интенсивность парообразования на стенках подогревателя в водяном отсеке будет ослабевать по мере удаления от уровня, причем дно будет работать как генератор центров парообразования. Первый механизм – парообразование у внутренней боковой поверхности обечайки. Картина этого процесса будет отличаться от имеющей место на перегородке. Толщина двухфазного слоя, прилегающего к внутренней поверхности боковой стенки корпуса, будет расти по мере приближения к поверхности уровня, и испарение перегретой воды во всплывающие пузыри будет существенно увеличивать количество пара. Учитывая очень высокую долю пара, разумно рассматривать процесс испарения, как процесс, происходящий на внешней поверхности двухфазного слоя. Толщину этого слоя можно определить используя расход генерируемого пара, скорость подъема и значение истинного объемного паросодержания в пристенной зоне, которое в этом случае будет минимально и равно 0,7.

Вторым механизмом парообразования в водяном отсеке является возникновение кипения на нижней поверхности корпуса. Доля этой части поверхности существенно меньше, чем боковой. Однако ее влияние на структуру пароводяной смеси в объеме оказывается весьма существенной, но проявляется оно лишь с некоторым отставанием по времени.

Поясним это замечание. После первичного падения давления в паровом отсеке начинается падение давления пара и над уровнем воды в водяном отсеке. Это приводит прежде всего к закипанию на части боковой поверхности, находящейся ниже уровня воды. Зона кипения постепенно распространяется вплоть до дна водяного отсека. Правда интенсивность парообразования будет снижаться по мере удаления от уровня из-за повышения давления за счет веса столба воды и соответствующего снижения температурного напора. Механизм выхода генерируемого на дне пара на поверхность уровня будет отличаться от имеющего место на боковой поверхности.

Как уже упоминалось выше, первым основным положением при рассмотрении процесса кипения перегретой воды является локализация начальной фазы образования пузырей на поверхности стенки с последующим его ростом за счет испарения воды в образовавшийся пузырь. Второе положение состоит в том, что зона высокого паросодержания, образуемая вблизи стенки, расширяется медленно и центральная часть водяного отсека содержит лишь ограниченное количество паровых пузырей, которое в начальный период процесса не вносит существенного вклада в паросодержание.

Это предположение не представляется бесспорным, тем более, что обычно при рассмотрении пузырькового режима в вертикальных обогреваемых трубах подобную картину относят лишь к кипению с недогревом, когда пузыри не попадают в ядро потока из-за конденсации. В нашем же канале (правда весьма коротком в относительных координатах L/D) жидкая фаза наоборот перегрета.

Рассмотрим механизм парообразования и движения пара в предположении, что воду в ядре потока можно считать покоящейся. В этом случае эффект турбулентного переноса, который присутствует в парогенерирующих каналах здесь не проявляется.

В данном случае интенсивность теплоотдачи при кипении несколько изменится по сравнению со стандартными условиями при атмосферном давлении. Во-первых, максимальная плотность теплового потока при давлении порядка 0,02 МПа уменьшается примерно на 20 %. Но основная коррекция связана не с этим. Дело в том, что с ростом тепловой нагрузки режим пузырькового кипения меняется от режима

одиначних бульбашок к так называемому по терминологии Гартнера [9] «режиму паровых грибов». Название связано с тем, что после коагуляции образуются крупные бульбыри похожие на грибы. Возможность проникновения воды к обогреваемой стенке падает, что приводит к снижению наклона кривой кипения $q(\Delta T)$, который становится меньше трех (ср. с формулой (4)). Переход этот происходит при $q \sim 300\text{--}400 \text{ кВт/м}^2$.

При высоких тепловых нагрузках образуются бульбыри, которые имеют существенно больший объем и их отрыв, в основном, обуславливается гравитационной подъемной силой. При этом крупные бульбыри скользят вдоль стенки, оставаясь в тонком пристенном слое, а паросодержание вне этого слоя весьма мало.

Описание методики расчетов и их результаты

Учитывая вышесказанное, можно попытаться описать процесс выхода образовавшегося пара в паровой объем водяного отсека как движение паровой пленки, подпитываемой паром как со стороны стенки, та и со стороны водяного объема. Движущей силой является изменение давления в водяном объеме. Поскольку относительное изменение давления в условиях опорожнения парового отсека будет значительным и плотность пара будет существенно меняться по высоте.

Основной проблемой расчета в этом случае будет являться определение коэффициента трения (сопротивления) при движении паровой пленки. Единственной возможностью оценить эту величину оказалось использование результатов измерений распределения паросодержания, приведенных выше в сочетании с приведенной там же плотностью теплового потока. Расчетная толщина пленки определялась исходя из максимального паросодержания. То есть указанная толщина определялась для эквивалентного потока с постоянным истинным паросодержанием.

Согласно проведенным оценкам этот коэффициент оказался приблизительно равным 80. Приближенное уравнение для расчета толщины пленки δ на участке Δh при $h = h_i$ в форме

$$80 \left(\frac{G}{\pi \delta D} \right)^2 \frac{1}{2 \rho_s \delta} = \rho_w g. \quad (5)$$

При этом величина Δh , входящая в обе части уравнения (5), сократилась. Отсюда мы получаем формулу для определения δ

$$\delta = 0,345 \frac{G^{2/3}}{D^{2/3}} \frac{1}{(\rho_s \rho_w g)^{1/3}}. \quad (6)$$

Поскольку из-за большой высоты участка изменение давления по высоте сравнимо с его абсолютной величиной, то уравнение (5) решается с разбиением поверхности на участки, для каждого из которых решение выражается формулой (6), но с заменой ρ_w на $\rho_w(1-\varphi)$.

Вторая часть пара будет образовываться при кипении на дне водяного отсека. Там ситуация с отрывом и всплытием бульбашок будет иной, поскольку пар, по крайней мере в начальной фазе процесса, будет образовываться и подниматься в виде отдельных бульбашок. Возможны два варианта развития процесса в водяном отсеке. Первый вариант реализуется в том случае, если объемное паросодержание при парообразовании в нижней части водяного отсека не приводит к подъему уровня выше перегородки между паровым и водяным отсеками. При этом скорость всплытия окажется существенно более низкой, чем в предыдущем случае, и пар появится в верхней части отсека с существенным запаздыванием. Зато роль дополнительного испарения в бульбыри по мере их подъема будет более существенной, чем для боковой

поверхности. Если принять скорость всплытия равной 0,5 м/с, то величина упомянутого времени запаздывания будет около 4 с. На самом деле этот период будет меньше, поскольку при переходе к струйному режиму барботажа скорость пара увеличивается.. В таком режиме, как уже упоминалось выше объемное паросодержание может достигнуть величины порядка 0,7 и центральная зона на некоторой высоте объединится с пристенной. При этом скорость роста паросодержания уменьшится, но оно, в принципе, становится уже достаточно большим, чтобы поднять «набухший» уровень до перегородки. До этого момента в паровой отсек через уравнивательные патрубки должен выходить пар с минимальным содержанием жидкой фазы. Далее в патрубки может начать поступать пароводяная смесь. Важной характерной чертой процесса является высокий уровень паросодержания, который приводит к формированию зоны пенного течения, для которой характерно исчезновение отдельных пузырей и чередование вертикального подъемного и опускного движения фрагментов жидкой фазы. Наличие перегрева жидкости интенсифицирует эти процессы. Поднимающийся пар проходит сквозь эту зону и движется вверх, унося с собой некоторое количество жидкости. Поскольку плотность пара весьма мала, то жидкость может находиться в паре лишь в форме очень малых капель. Например, «витающая» капля имеет диаметр порядка 0,28 мм. Описанный характер движение способствует генерации таких капель. В результате в переливные патрубки попадает пароводяная смесь с очень малым объемным влагосодержанием, но массовое влагосодержание может оказаться заметным.

Наш водяной объем по существу представляет собой аналог барботажной колонны. Зона уровня газожидкостной среды в барботажных колоннах для условий рассматриваемой здесь задачи практически не исследовалась. Исключение составляет работа [6].

Рассмотрим конкретные результаты расчетной оценки паросодержания в конденсатосборнике. При этом учитывались два источника роста пузырей – испарение в пузырь и увеличение удельного объема пара за счет снижения давления по мере их подъема. Расчет проводился для нескольких значений по высоте: на глубине 1,7 м, 1,5 м, 1,25 м, 1 м, 0,75 м, 0,5 м, 0,25 м и на уровне конденсата. С увеличением расстояния от уровня давление увеличивается, и соответственно меняется температурный напор за счет снижения температуры насыщения и падает плотность пара.

В результате была получена зависимость доли объема пара в конденсатосборнике от высоты (см. рис. 9). Высота отсчитывается от дна. Расход пара резко увеличивается со снижением давления. Заметим также, что объем между нормальным уровнем и перегородкой невелик. Практически над уровнем должно установиться давление около 0,03–0,033 МПа. При этом «набухший» уровень не достигнет перегородки и входа в уравнивательные патрубки.

Таблица

Связь между давлением и характеристиками потока пара

Давление на поверхности, МПа	Максимальный расход пара в верхнем сечении, кг/с	Максимальное паросодержание в объеме конденсатосборника, %
0,030 ¹⁾	2,6 ¹⁾	55 ¹⁾
0,033	1,9	47
0,038	0,5	18

¹⁾ условные значения.

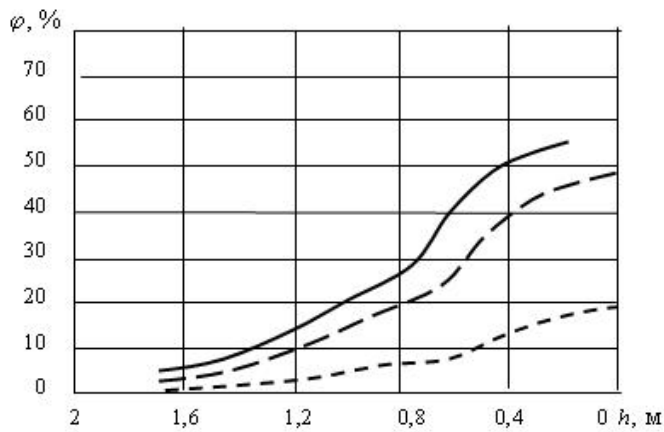


Рис. 9 – Расчетное определение паросодержания
 - - - - - $p_v = 0,033$ МПа; — · — · — $p_v = 0,038$ МПа;
 — $p_v = 0,003$

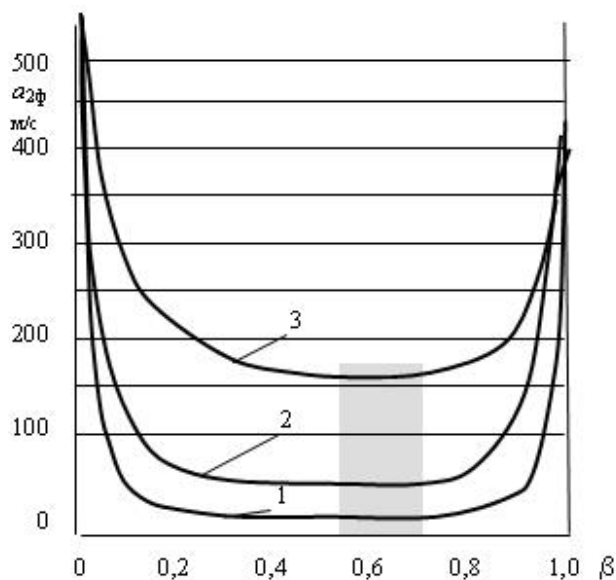


Рис. 10 – Качественная картина изменения величины скорости звука a в зависимости от объемной доли пара β при давлениях p (бар): 1; 2; 3 – 0,3; 3; 45. Серым выделена зона пенного режима

Обратим внимание на характер изменения скорости звука в сечении патрубка в зависимости от объемного паросодержания, который представлен на рис. 10. Для этого использованы данные работ [11, 12]. Кривые изменения скорости звука в зависимости от объемного паросодержания β получены для гомогенной структуры потока. Реальным параметром, определяющим ход линий на рис. 10 является отношение плотностей жидкой и паровой фаз, составляя порядка 4–5 тысяч. Приведенная оценка максимального размера капель оказалось достаточно близкой к немногочисленным опытным результатам [13]. Такая форма кривых достаточно хорошо известна, но экспериментальным путем проверена лишь для давлений выше атмосферного. Известные номограммы для расчета критического расхода пароводяной смеси через патрубки охватывают лишь давления выше 3 бар. Поэтому на рис. 10 для $p = 0,3$ бар приводится теоретическая кривая для гомогенной смеси. Формула, определяющая ход кривых на рис. 10 имеет для малых давлений вид

$$a_{2\phi} = \frac{a_n}{\sqrt{[(1-\beta)(\rho_{ж}/\rho_n + \beta)]\beta}} \quad (7)$$

Заметим, что область низких значений отношения a/a_n достаточно широка. В результате, когда уровень приближается к нижней поверхности перегородки и входу в уравнильные патрубки, паровая подушка под перегородкой утоньшается и возникает дополнительное сопротивление для входа в патрубки, что приводит к росту давления в водяном отсеке, Но с ростом влагосодержания возможность отвода пара падает и дальнейшее повышение давления приведет к обратному понижению уровня.

Рассмотрим подробнее описанную ситуацию. Выберем наибольший из полученных значений расхода пара – 2,6 кг/с. Это соответствует скорости пара 3 м/с. Для уравнильных патрубков мы условно получим максимальную скорость с учетом сжатия струи – 172 м/с (скорость звука для пара равна в данном случае примерно 410 м/с). Пусть часть переходного слоя попадает в уравнильные патрубки. Тогда по

формуле (7) получим для двух вариантов величины β : $1 - \beta = 0,002$ и $1 - \beta = 0,005$ следующие результаты определения скорости звука: 1) $a_{2ф} = 125,6$ м/с; 2) $a_{2ф} = 82$ м/с.

То есть даже для $1 - \beta = 0,002$ мы уже имеем избыточный расход пара, который не пройдет через уравнивательные патрубки. Значит $1 - \beta < 0,002$.

Таким образом, можно полагать, что в такой ситуации система оказывается саморегулирующейся и не пропустит расход пара, при котором переходный слой попадает в патрубки. Для этого есть все возможности, так как уже небольшое повышение давления, обеспечивает снижение расхода пара и предотвращает захват больших количеств воды.

Заключение

40-летний опыт разработки, исследований и промышленной эксплуатации регенеративных подогревателей низкого давления смешивающего типа (ПНС) подтвердили их бесспорные преимущества в сравнении с поверхностными аппаратами: высокая тепловая эффективность вне зависимости от эксплуатационной примеси воздуха в греющем паре, возможность деаэрации ОК, простота конструкции. Эти преимущества особенно сказываются в вакуумной зоне системы регенерации, что определило перспективность внедрения комбинированной системы, в которой один или два ПНС, а остальные сохраняются поверхностными.

Однако указанный опыт показал, что необходимо достаточно полное решение проблемы обратного потока пара в турбину и опасности заброса воды в ее проточную часть.

В данной работе, призванной восполнить этот пробел, выполнено расчетное исследование процессов вскипания нагретого конденсата при сбросе нагрузки турбины и отсутствии обратного клапана на паропроводе подачи пара из отбора. Дан теоретический и инженерный анализ парообразования применительно к типовой конструкции вертикальных ПНС в различных вариантах подачи конденсата в аппарат и его откачки.

Показано, что при данной конструкции подогревателя, имеющего аварийный перелив и перегородку, отделяющую объем нагретого конденсата, безопасность турбины обеспечивается при практически любых вариантах подачи и откачки конденсата, а именно:

– при сохранении подачи и откачки конденсата обратный поток пара в турбину имеет относительно малую величину по расходу, при которой невозможна транспортировка масс воды, опасных для лопаточного аппарата, и увеличения оборотов турбины;

– при отсутствии подачи конденсата обратный поток пара более интенсивен и имеет место вынос капельной влаги в турбину, но диаметр капель составляет 0,28 мм, что не опасно для турбины; увеличение числа оборотов турбины не превышает 3–5 об/мин.

Тем не менее, учитывая исключительную опасность заброса воды в турбину и маловероятные, но возможные аварийные ситуации, при которых такая опасность может возникнуть, рекомендуется установка обратного парового клапана, как средства, снижающего обратный поток пара до безопасной величины.

Список литературы. 1. Ермолов, В.Ф. Смешивающие подогреватели паровых турбин [Текст] / В.Ф. Ермолов, В.А. Пермяков, Г.И. Ефимочкин, В.Л. Вербицкий. – М.: Энергоиздат, 1982. 2. Сурис, П.Л. Предохранительные и обратные клапаны паротурбинных установок [Текст] / П.Л. Сурис. – М.: Энергоиздат, 1982. 3. Perminov, S.A. Boiling-up of superheated water and water solutions under ultrasound

influence [Text] / S.A. Perminov, G.V. Ermakov // Thermophysics and Aeromechanics. – 2010. – Vol. 17. – No. 1. – P. 107-112. **4. Вейник, А.И.** Приближенный расчет процессов теплопроводности [Текст] / А.И. Вейник. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1959. **5. Ягов, В.В.** Теплообмен при развитом пузырьковом кипении жидкостей [Текст] / В.В. Ягов // Теплоэнергетика. – 1988. – № 2. – С. 4-8. **6. Сидоров, М.М.** Экспериментальное исследование процесса вскипания перегретой воды в подогревателях смешивающего типа [Текст] / М.М. Сидоров // Труды ЦКТИ. – 1987. – Вып. 236. – С. 74-81. **7. Кутателадзе, С.С.** Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: справочное пособие [Текст] / С.С. Кутателадзе – М.: Энергоатомиздат, 1990. **8. Sloan, Alison** Sub-Atmospheric Pressure Pool Boiling of Water on a Screen-Laminate Enhanced Surface / Alison Sloan, Sean Penley and R.A. Wirtz // Dept. of Mechanical Engineering / MS 312 University of Nevada Reno. **9. Gaertner, R.F.** Photographic study of nucleate pool boiling on a horizontal surface [Text] / R.F. Gaertner // J. Heat Transfer. – 1965. – Vol. 2. – P. 17-29. **10. Carvalho, R.D.M.** The use of hot-wire anemometry for local void fraction measurements in pool boiling [Text] / R.D.M. Carvalho, A.E. Bergles // Proceedings of the 11th ABCM Mechanical Engineering Conference. – 1991. – Vol. 1. – P. 279-282. **11. Фисенко, В.В.** Критические двухфазные потоки [Текст] / В.В. Фисенко. – М.: Атомиздат, 1978. **12. Благов, Э.Е.** Критическое отношение давлений и критическая скорость при течении однокомпонентной вскипающей жидкости через сужающие устройства [Текст] / Э.Е. Благов // Теплоэнергетика. – 2005. – № 6. – С. 56-66. **13. Azzopardi, B.** Hydrodynamics of Gas-Liquid Reactors: Normal Operation and Upset Conditions [Text] / B. Azzopardi et al. // Wiley & Sons. – 2011.

Поступила в редколлегию 10.01.13

УДК 621.165

Анализ возможности заброса влаги в турбину из смешивающего ПНД при аварийном сбросе нагрузки турбоустановки [Текст] / М.А. Готовский, Ю.Г. Сухоруков, В.Ф. Ермолов, Н.Н. Трифонов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 83-95. – Бібліогр.: 13 назв. – ISSN 2078-774X.

При експлуатації змішувачів підігрівачів важливу роль грає запобігання занедбаності води в турбіну при раптовому скиданні навантаження. У роботі розглядаються процеси, що відбуваються в змішувачу ПНД-2 і робиться вивід про безпеку такого режиму навіть в умовах неспрацьовування зворотного клапана.

Ключові слова: змішувач підігрівач, скидання навантаження, безпека.

At operation of direct contact heaters an important role is played by prevention water jntroduction in the turbine at sudden dumping of loading. In the work processes happening in direct contact LPH-2 are considered and the conclusion about safety of such mode even in the conditions of failure of the backpressure valve.

Keywords: direct contact heater, dumping of loading, safety.

УДК 621.165

В.Н. ГОЛОЩАПОВ, канд. техн. наук; ИПМаш НАН України, Харьков;
О.В. КОТУЛЬСКАЯ, инженер ИПМаш НАН України, Харьков;
Т.Н. ПАРАМОНОВА, инженер ИПМаш НАН України, Харьков

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНАЯ ПАРОВАЯ НАДСТРОЙКА ЭНЕРГОБЛОКОВ МОЩНОСТЬЮ 300 МВт, КАК СПОСОБ СОЗДАНИЯ ПИКОВОЙ МОЩНОСТИ

На основе изучения тепловой схемы турбины К-300-240 ОАО «Турбоатом» приведены возможные варианты получения дополнительной пиковой мощности на действующих энергоблоках для покрытия дефицита мощности в энергосистеме Украины.

Ключевые слова: энергоблок, паровая турбина, пиковая мощность, тепловая схема, параметры пара.

Введение. Важной проблемой энергетики Украины является несбалансированность электрогенерирующих мощностей с существенным дефицитом маневренной составляющей. Маневренные мощности ГЭС и ГАЭС, обеспечивающие пиковые нагрузки в электросетях, составляют менее 9 % установленной мощности электростанций Украины [1]. В то же время для обеспечения надежной работы энергосистемы страны необходимо, чтобы эта цифра была на уровне 20 %. В настоящее время для покрытия полупиковых, пиковых и остропиковых нагрузок в энергосистеме Украины используют не приспособленные для этого энергоблоки ТЭС мощностью 150; 200; 300 МВт, которые создавались для работы в базовом режиме, переводя их на работу при пониженных нагрузках, отключая в ночные часы и сохраняя в горячем резерве, маневрируя нагрузкой в широком диапазоне в дневные часы по указаниям диспетчерской службы энергосистемы, останавливая на выходные и праздничные дни.

Особо актуальной в складывающихся условиях является проблема создания специальных высокоманевренных и высокоэкономичных пиковых и остропиковых мощностей. Высокая эффективность работы таких энергетических установок может быть обеспечена только путем использования перспективных технологий преобразования энергии. Такие энергетические установки целесообразно создавать, максимально используя инфраструктуру существующих ТЭС, в том числе инфраструктуру энергоблоков, для которых приобретен большой опыт эксплуатации оборудования в высокоманевренных режимах работы, каковыми являются блоки К-300-240 ОАО «Турбоатом».

Варианты получения дополнительной пиковой мощности на действующих энергоблоках. Для эффективного участия паротурбинных энергоблоков в регулировании графика нагрузок энергосистем необходима высокая скорость увеличения их мощности. В частности при нормальной эксплуатации электрических систем скорость изменения мощности в регулировочном диапазоне нагрузок должна быть не менее (2–3) % от номинального значения в минуту. В ряде случаев выдвигаются еще более жесткие требования, особенно при дефиците мощности в энергосистеме. При таких условиях участие энергоблоков в покрытии небаланса активной мощности достаточно эффективно, если соответствующий дефициту набор мощности происходит за несколько секунд.

Быстрый набор электрической мощности энергоблока можно осуществить, имея

© В.Н. Голощاپов, О.В. Котульская, Т.Н. Парамонова, 2013

на энергоблоке пиковую надстройку, позволяющую получать дополнительную мощность для покрытия дефицита мощности в энергосистеме. Авторами рассмотрены несколько вариантов подключения пиковой надстройки к тепловой схеме турбины К-300-240 ОАО «Турбоатом» [2].

В первом варианте для создания дополнительной мощности в схему турбоустановки дополнительно включается высокоманевренная паровая пиковая турбина противодавленческого типа ограниченной мощности (рис. 1), пар для которой используется из I и II отборов с последующим перегревом в базовом котле до температуры 650 °С, что может обеспечить на блоке пиковую мощность 34 МВт.

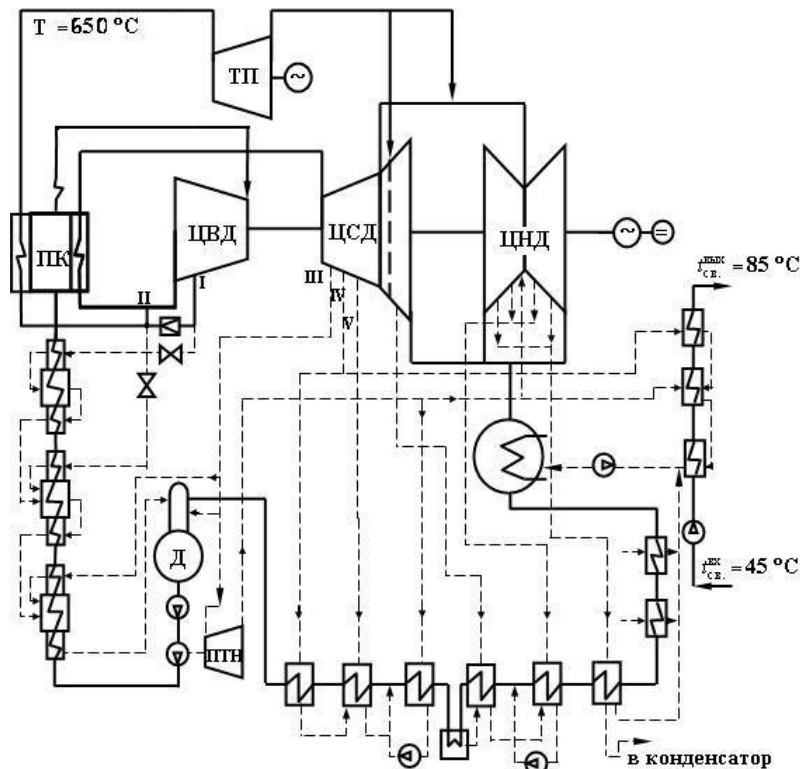


Рис. 1 – Тепловая схема турбины К-300-240 «Турбоатом» с пиковой турбиной, имеющей начальную температуру пара 650 °С

Пиковая турбина выполняется по упрощенной конструктивной схеме с отдельным электрогенератором. Пар, отработавший в пиковой турбине и имеющий более высокую температуру, чем основной паровый поток в месте присоединения выхлопа пиковой турбины к базовой, направляется на вход части низкого давления турбины. При этом его целесообразно разделить на две части – первая направляется в первый поток низкого давления, соединенный с частью среднего давления, вторая – в перепускной коллектор.

Смешиваясь с основным потоком рабочего тела, пар из выхлопа пиковой турбины повышает температуру общего потока, что увеличивает теплоперепад, срабатываемый в потоках низкого давления, и, одновременно с увеличением расхода пара, обеспечивает увеличение мощности части низкого давления базовой турбины при работе пиковой. Совместная выработка дополнительной энергии пиковой турбиной и частью низкого давления базовой турбины обеспечивает формирование пиковой мощности, которая зависит как от дополнительного расхода пара, так и от степени его перегрева перед пиковой турбиной.

Во втором варианте в качестве высокотемпературной надстройки блока для повышения темпа набора пиковой мощности может быть применена тепловая схема с автономным котлом-пароперегревателем (рис. 2), в котором при использовании газообразного топлива возможен быстрый перегрев пара до заданной температуры с одновременным повышением пиковой мощности. В котле-пароперегревателе (КП) помимо секции перегрева (поступающего из отборов) пара устанавливается также секция водяного экономайзера, в которой обеспечивается нагрев питательной воды до

уровня, соответствующего температуре, с которой она поступает в котел при номинальном режиме работы блока. На вход пиковой турбины пар подается с температурой 800 °С. Пиковая мощность блока в этом варианте может составить 45–50 МВт.

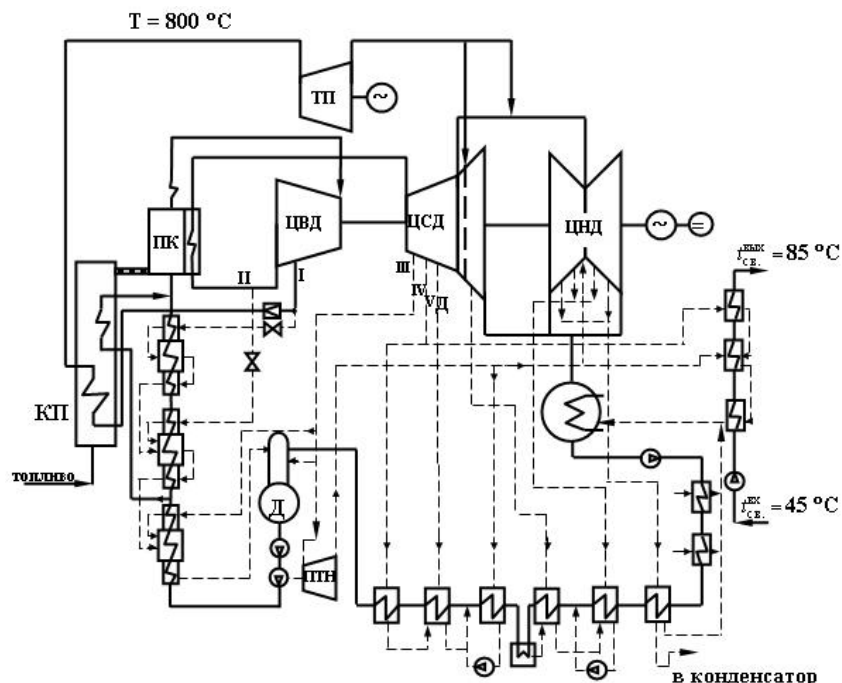


Рис. 2 – Тепловая схема турбины К-300-240 «Турбоатом» с пиковой турбиной и автономным котлом-перегревателем

Для третьего варианта пиковой турбины (рис. 3) необходимый расход пара можно получить, отключив I и II отборы цилиндра высокого давления. При этом пар I отбора, проходя через две последние ступени ЦВД, вырабатывает дополнительно пиковую мощность. Расход пара в пиковую турбину эквивалентен расходу в подогреватели высокого давления после их отключения и равен 148,4 т/ч. При работе турбины на

режиме близком к номинальному этот пар пропускается через промежуточный перегреватель, в котором догревается до температуры (540–560) °С.

Отбор пара на пиковую турбину производится из паропровода горячего перегрева и дополнительным паропроводом через стопорный и регулирующий клапаны пиковой турбины направляется во входной патрубок. Отдав энергию в пиковой турбине для привода отдельного электрогенератора, пар после выхода из выходного патрубка направляется в ресивер ЦНД, и после смешивания с основным потоком пара, выходящего из части среднего давления, поступает в ЦНД. В этом варианте вырабатываемая мощность пиковой турбины на максимальном отборе составит 31,3 МВт, при этом в ЦНД вырабатывается дополнительная мощность 18 МВт.

Выводы. Варианты выполнения пиковой турбины с начальной температурой пара 650 и 800 °С при использовании освоенных в турбостроении сталей, обеспечивающих ресурс пиковой турбины, равный 100 тыс. часов при 12–15 тыс. пусков-остановов, требуют конструктивной проработки системы парового охлаждения ее проточной части и могут рассматриваться как пилотные образцы для накопления опыта, необходимого при создании паровых турбин на сверхкритические параметры пара.

Третий вариант пиковой турбины при параметрах пара $P_0 = 3,5$ МПа, $T_0 = 565$ °С требует минимальных переделок в тепловой схеме турбины К-300-240 и может быть реализован на базе использования современных технологий и материалов.

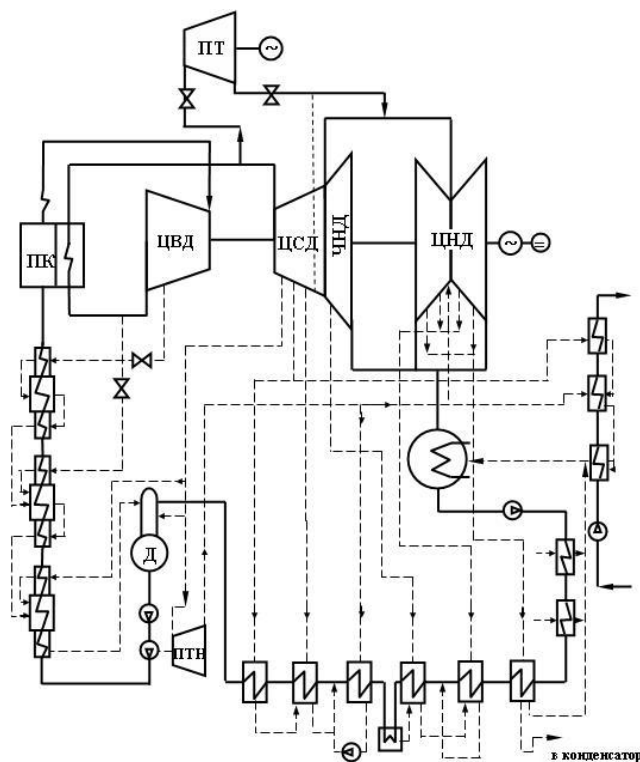


Рис. 3 –Тепловая схема турбины К-300-240 «Турбоатом» с пиковой турбиной, имеющей начальную температуру пара 565 °С

Список литературы: 1. Повышение энергоэффективности работы турбоустановок ТЭС и ТЭЦ путём модернизации, реконструкции и совершенствования режимов их эксплуатации [Текст] / Ю.М. Мацевитый, Н.Г. Шульженко, В.Н. Голощапов и др; под общ. ред. ак. Ю.М. Мацевитого. – К.: Наук. думка, 2008. – 366 с. 2. Патент на корисну модель 38824 Україна, МПК F01K 7/00, F01K 17/00. Спосіб створення пікової потужності на енергоблоках теплових електростанцій [Текст] / Мацевитий Ю.М., Соловей В.В., Голощапов В.М. [та ін.]; заявник та власник Інститут проблем машинобудування НАН України. – № у 2008 07790; заявл. 09.06.08; опубл. 16.01.09. – Бюл. № 2.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.165

Высокотемпературная паровая надстройка энергоблоков мощностью 300 МВт, как способ создания пиковой мощности [Текст] / В.Н. Голощапов, О.В. Котульская, Т.Н. Парамонова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 96-99. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

На підставі вивчення теплової схеми турбіни К-300-240 ВАТ «Турбоатом» наведені можливі варіанти отримання додаткової пікової потужності на діючих енергоблоках для покриття дефіциту потужності в енергосистемі України.

Ключові слова: енергоблок, парова турбіна, пікова потужність, тепла схема, параметри пари.

On the base of study of thermal schemes of turbine, K-300-240 OJSC «Turboatom» presents the possible variants for generation of additional peak of power on the exploitation power plant for a removal of power deficit in the energetic system of Ukraine.

Keywords: power block, steam turbine, peak power, thermal circuit, steam parameters.

УДК 621.165.62-192

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

ПОВРЕЖДЕННОСТЬ И ОСТАТОЧНЫЙ РЕСУРС СТОПОРНЫХ КЛАПАНОВ ЦВД И ЦСД ПАРОВОЙ ТУРБИНЫ К-800-240 СЛАВЯНСКОЙ ТЭС

Предложена оценка повреждения и остаточного ресурса корпусов стопорных клапанов высокого и среднего давления паровых турбин большой мощности с определением повреждаемости с учетом ремонтных восстановительных изменений конструкции в период эксплуатации. Приведены расчетные данные малоциклового усталости металла корпусов стопорных клапанов высокого и среднего давления и остаточные сроки их эксплуатации для паровой турбины К-800-240 энергоблока № 7, работавших в разных эксплуатационных условиях.

Ключевые слова: поврежденность и остаточный ресурс, малоцикловая усталость металла, повреждаемость, ремонтные возобновляемые изменения конструкции.

Введение. Стопорные клапана ЦВД и ЦСД паровой турбины К-800-240 Ленинградского металлического завода представляют собой литые толстостенные конструкции, подвергаются воздействию высоких температурных нагрузок на стационарных режимах и значительных температурных скачков на переменных режимах работы. Стоимость этих элементов паротурбинной установки значительна. Надежная работа стопорных клапанов ЦВД и ЦСД паровой турбины определяет работоспособность всего энергоблока. Таким образом, ресурс этих элементов энергоблоков требует оценки с целью продления срока их эксплуатации согласно нормативным документам [1–3].

Как уже указывалось ранее [4], при расчетной оценке ресурса паровых турбин 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 клапанов ЦВД и ЦСД в процессе планово-предупредительных ремонтов.

В работе применен комплексный подход к оценке остаточного ресурса стопорных клапанов паровой турбины большой мощности [4], использованный для оценки остаточного ресурса высокотемпературных корпусов и роторов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-800-240. Современное развитие вычислительной техники позволяет усложнить расчетные модели литых элементов паровых турбин, таких как клапана, путем создания в редакторах (*AVTOSAD*, *Solid works* и др.) трехмерных моделей энергетических объектов.

Расчетное исследование теплового и напряженно-деформированного состояния корпусов стопорных клапанов турбины К-800-240. Порядок поверочного расчета высокотемпературных элементов, а именно для корпусов и роторов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-800-240 подробно описан в [5–6]. Разработана методика 3-D конструирования элементов турбомашин с применением программного продукта *Solidworks* и учетом технологических выборок материала элементов оборудования, которые образовались при механической обработке трещин, растрескиваний и промоин на поверхностях клапанов в процессе эксплуатации. Технологические выборки материала элементов оборудования получены по результатам визуального контроля и

© О.Ю. Черноусенко, 2013

магнітопорошкової діагностики (данні експлуатуючих організацій і лабораторій металу ТЭС). Во время візуального огляду 2008 року блоку ст. №7 в відповідності з вимогами нормативного документа [1] були вироблені візуальний огляд, травлення, визначення механічних властивостей основних корпусних деталей автоматичних стопорних клапанів (АСК) ЦВД турбіни К-800-240 (Заключення № 286-08 Слав'янської ТЭС) і автоматичних захисних клапанів (АЗК) ЦСД турбіни К-800-240 (Заключення № 280-05 Слав'янської ТЭС). В першому випадку виявлені тріщини довжиною до 8 мм в місці установки конічного ущільнювального кільця. Во другому – тріщини і скоплення пор на внутрішній поверхні розміром 120×90×12 мм, 90×35×17 мм і на зовнішній поверхні розміром 70×50×12 мм, 80×70×9 мм, 95×40×10 мм. Других дефектів не виявлено.

В розрахункових моделях АСК ЦВД смодельовані продольні виборки розміром 8 мм в місці установки конічного ущільнювального кільця. Також в розрахункових моделях АЗК ЦСД смодельовані продольні виборки розміром 120×90×12 мм, 90×35×17 мм і на зовнішній поверхні розміром 70×50×12 мм, 80×70×9 мм, 95×40×10 мм (рис. 1).

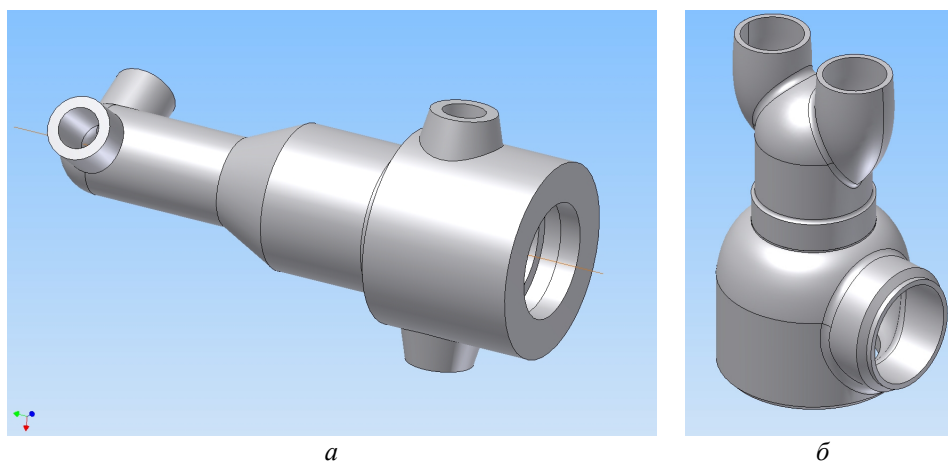


Рис. 1 – Розрахункова модель АСК ЦВД (а) і АЗК ЦСД (б) турбіни К-800-240

Розрахунок теплового (ТС) і напружено-деформованого стану (НДС) проведено з допомогою програмних комплексів *ANSYS* і *COSMOSWorks* при граничних умовах теплообміну на поверхнях 3-D моделей клапанів ЦВД і ЦСД турбіни К-800-240 ст. № 7, які відповідали експлуатаційним режимам по типу пусків з холодного стану (ХС), гарячого (ГС) і неостывших станів (НС), стаціонарного режиму.

Для корпусу АСК ЦВД максимальний градієнт температур при пуску з ХС (рис. 2б) має місце в момент утримання на 360 МВт, відповідний часу 25800 с з початку пуску. Теплове стан патрубків підводу і відводу пари корпусу АСК ЦВД визначається температурами металу порядку 455 °С (рис. 2а). Максимальні умовні еластичні напруження виникають при пусках з ХС і ГС. Величина інтенсивності умовних еластичних напружень від спільного впливу різниці температури і впливу тиску пари в корпусі АСК ЦВД відзначена в зоні відводу пари $\sigma_{\text{max}} = 144,7$ МПа і в зоні під кришкою корпусу клапана $\sigma_{\text{max}} = 117,8$ МПа в момент часу 25800 с при пуску з ХС (рис 2б). Максимальні умовні еластичні напруження при пуску з ГС в області горла клапана рівні 123 МПа в момент часу 6780 с.

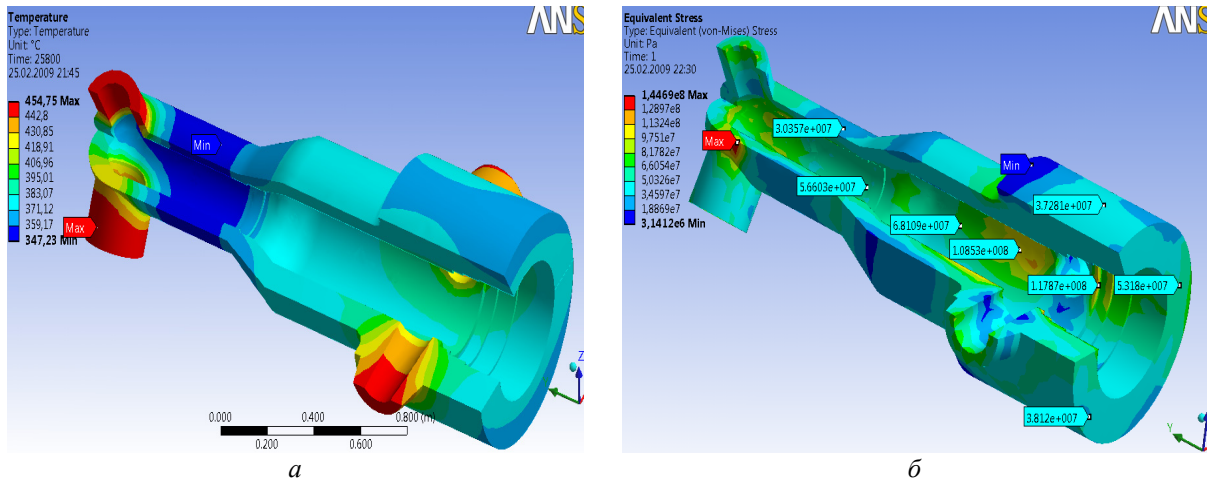


Рис. 2 – ТС (а) и НДС (б) АСК ЦВД при пуске из ХС. Выдержка на 360 МВт (25800 с)

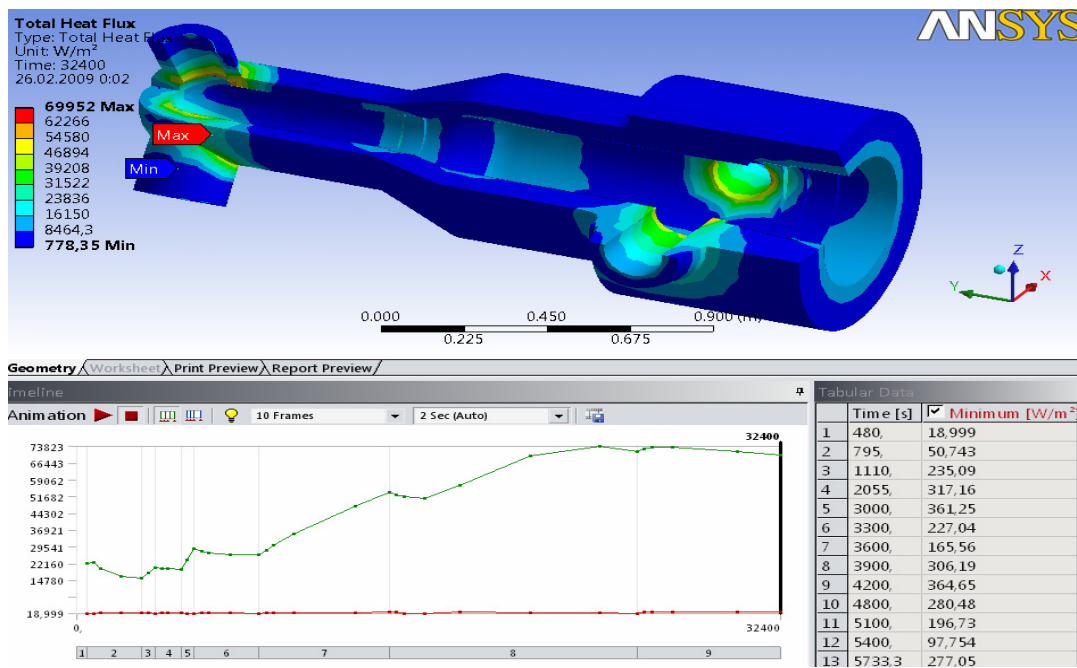


Рис. 3 – Изменение теплового потока в АСК ЦВД при пуске из ХС

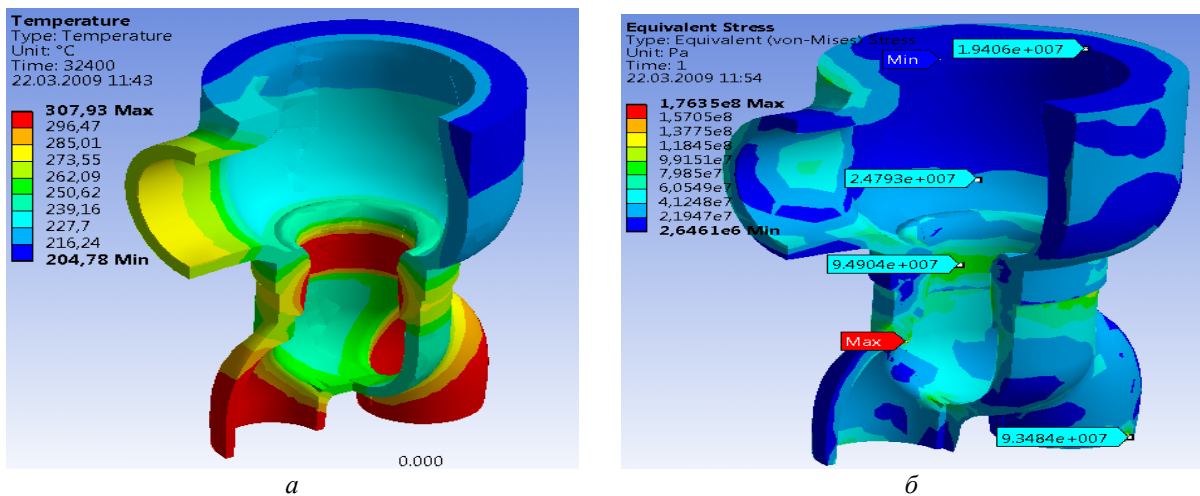


Рис. 4 – ТС (а) и НДС (б) АЗК ЦСД при пуске из ХС. Нагрузка 800 МВт (32400 с)

Тепловой поток в корпусе клапана АСК ЦВД возрастает в процессе пуска из ХС в 3 раза и имеет локальные максимумы в начальный период пуска (рис. 3). Общий уровень напряжений в корпусе клапана АСК ЦВД составляет 49–72 МПа при пусках, что не превышает допустимых прочностных характеристик для данного материала.

При резких изменениях температуры свежего пара в процессе нагружения турбины, а также при предтолчковом прогреве, когда при конденсации пара на внутренней поверхности металла клапана возникает температурный удар, напряжения в стенке клапана в местах конденсатных пятен максимальны и могут достигать 450–550 МПа и более. Это может вызвать развитие и углубление литейных дефектов металла клапана и привести к возникновению и развитию трещин.

Тепловое состояние патрубков подвода и отвода пара корпуса АЗК ЦВД определяется температурами металла порядка (296–310) °С при пуске из ХС с нагрузкой 800 МВт и моментом времени от начала пуска 32400 с (рис. 4а). Для клапана АЗК ЦСД необходимо отметить, что максимальные напряжения возникают при пусках из ХС и ГС, однако они не превышают 155–180 МПа. Максимум напряжений смещается в область высоких давлений, что соответствует конечным этапам пуска. При пуске из ХС максимальное значение интенсивностей условных упругих напряжений $\sigma_{i\max} = 176,35$ МПа находится на внутренней поверхности корпуса в нижней части клапана в момент выхода на номинальный режим, соответствующий времени 32400 с (рис. 4б).

Результаты расчетов АЗК ЦСД показали, что общий уровень напряжений в клапане не превысил 35–55 МПа, что соответствует допустимым прочностным характеристикам для данного материала. Максимальные напряжения в корпусе клапана возникают в горловом сечении в зоне седла.

Поврежденность и остаточный ресурс корпусов стопорных клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД паровой турбины К-800-240. Данные теплового и напряженно-деформированного состояния корпусов клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД при пусках из характерных тепловых состояний с учетом ремонтно-восстановительных мероприятий согласно данным обследования «Донбассэнергонадка» и лаборатории металлов СЕ «Славянская ТЭС» позволяют провести расчеты малоциклового усталости металла корпусов стопорных клапанов.

Поверочный расчет на малоцикловую усталость корпусов стопорных клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД паровой турбины К-800-240 ст. № 7 выполнен на основании анализа действующих нагрузок и температурных полей в клапанах ЦВД и ЦСД турбины при типичных пусковых режимах. Учтены полученные максимальные и минимальные значения интенсивностей напряжений при стационарных и переходных режимах работы турбоустановки.

Результаты расчетной оценки малоциклового усталости корпуса клапана АСК ЦВД и АЗК ЦСД 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. В таблице 1 представлены температура по толщине стенки клапана, интенсивности напряжений, приведенная деформация корпуса АСК ЦВД и допускаемое число циклов до разрушений.

Таблица 1

Расчетная оценка малоциклового усталости металла корпуса АСК ЦВД

АСК ЦВД	Температура по толщине стенки клапана t_{\max} , °С	Интенсивность напряжений, σ_i , МПа	Приведенная деформация, $\epsilon_{a\text{ пр}}$, %	Допускаемое число пусков, N_d
				При $n_{\text{ц}} = 5$ и $n_{\text{э}} = 1, 5$
ГС	588	158,7	0,07749	10000
НС-1	483	128,0	0,05076	$>1 \cdot 10^4$
ХС	454	172,6	0,06040	$>1 \cdot 10^4$

Для стопорного клапана ЦСД (АЗК ЦСД) температура стенки клапана, интенсивности напряжений, приведенная деформация и допускаемое число циклов до разрушений представлены в таблице 2.

Таблица 2

Расчетная оценка малоциклового усталости металла корпуса АЗК ЦСД

АЗК ЦСД	Температура по толщине стенки клапана t_{\max} , °С	Интенсивность напряжений, σ_i , МПа	Приведенная деформация, $\epsilon_{a\text{ пр}}$, %	Допускаемое число пусков, N_d
				При $n_{\text{ц}} = 5$ и $n_{\text{э}} = 1, 5$
ГС	509	185,00	0,0720	$>1 \cdot 10^4$
НС-1	487	158,00	0,0395	$>1 \cdot 10^4$
ХС	427	176,35	0,0680	$>1 \cdot 10^4$

В случае тепловых ударов на начальных этапах пусков, а также при попадании влаги в горячий клапан возможно повышение напряжений до 590–630 МПа. В этом случае допустимое число циклов резко падает и может составить величину порядка 2000–1900.

С использованием данных по тепловому, напряженно-деформированному состоянию и малоциклового усталости корпусов стопорных клапанов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-800-240 (табл. 1 и 2) получена расчетная оценка поврежденности, остаточной допускаемой наработки в годах и индивидуального остаточного ресурса корпусов АСК ЦВД и АЗК ЦСД для энергоблока ст. № 7 Славянской ТЭС (табл. 3). Расчетная поврежденность металла корпусов клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД турбоагрегата К-800-240 ст. № 7 Славянской ТЭС составляет 4 %. Индивидуальный остаточный ресурс превышает 50000 часов, что позволяет продлить эксплуатацию корпусов АСК ЦВД и АЗК ЦСД на 50000 часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

В случае тепловых ударов на начальных этапах пусков, а также при попадании влаги в горячий клапан возможно повышение напряжений и снижение общего числа пусков. Поврежденность корпусов клапанов может существенно повыситься и составить порядка (40–70) %. Это повлечет за собой существенное снижение индивидуального ресурса.

Расчетная оценка поврежденности, остаточной наработки и индивидуального остаточного ресурса корпусов АСК ЦВД, АЗК ЦСД энергоблока ст.№7 Славянской ТЭС

Наименование	Формула	АСК ЦВД	АЗК ЦСД
Допускаемое число циклов по различным типам пусков	$[N_{pl}] n_{ГС} = 125$	10000	$>1 \cdot 10^4$
	$[N_{pl}] n_{НС-1} = 250$	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$
	$[N_{pl}] n_{ХС} = 38$	$>1 \cdot 10^4$	$>1 \cdot 10^4$
Циклическая поврежденность	$[\Pi_{ц}] = \sum n_i / [N_{pl}]$	0,0413	0,0413
Наработка	$T, \text{ час}$	239934	239934
Число часов работы в год	$\tau_{год} = T/z, \text{ час}$	6485,0	6485,0
Годовая циклическая поврежденность	$[\Pi_{г''}] = \sum n_{г''} / [N_{pl}]$	0,001086	0,001086
Остаточная наработка с учетом запасов $n_{п'}$ и $n_{п''}$	$G = \{1 - [n_{п'} \Pi']\} / [n_{п''} \Pi_{г''}], \text{ год}$	145,27	145,27
Индивидуальный остаточный ресурс	$T_{ост} = G \times \tau_{год}, \text{ час}$	942108	942108
Минимальное число пусков $[N_{min}]$	$[N_{min}] = \min [N_{ХС}, N_{НС-1}, N_{ГС}]$	10000	10000
Общее число пусков	$n_{общ}$	413	413
Циклическая поврежденность (упрощенная формула)	$[\Pi_{ц}]_{упрощ.} = \sum n_{общ} / [N_{min}]$	0,0413	0,0413
Суммарная поврежденность за год (упрощенная формула)	$[\Pi_{г''}] = [\Pi_{ц''}]_{упрощ.} / z$	0,001086	0,001086
Остаточная наработка (с учетом запаса $n_{п}$)	$G = \{1 - [n_{п'} \Pi']\} / [n_{п''} \Pi_{г''}], \text{ год}$	145,27	145,27
Индивидуальный остаточный ресурс (упрощенная формула)	$T_{ост}' = G \times \tau_{год}, \text{ час}$	942108	942108
Остаточный ресурс	$\min [T_{ост}; T_{ост}'], \text{ час}$	942108	942108

Выводы

1 Расчетная степень выработки ресурса металла корпусов стопорных клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД за прошедший срок эксплуатации турбины ст. № 7 составляет 4 %. Допустимое дополнительное расчетное число пусков не ограничено. Индивидуальный остаточный ресурс составляет более 50000 часов при запасе поврежденности на прогнозируемый период $n_{п''} = 5$, что позволяет продлить эксплуатацию корпусов стопорных клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД на 50000 часов при числе пусков, равном половине паркового количества, т.е. 400 пусков.

2 При температурном ударе (заброс конденсата и др.) температурные напряжения в стенке клапана в местах конденсатных пятен максимальны и могут достигать значительных величин. Трещины в ребре жесткости клапана АСК ЦВД могут возникнуть на начальных этапах пусков, поэтому надо строго придерживаться режимных карт пусков по температурным разностям.

3 Продление эксплуатации паровых турбин большой мощности сверх паркового ресурса возможно на основе комплексного обследования стопорных клапанов АСК ЦВД и АЗК ЦСД за прошедший срок эксплуатации турбины.

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. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2010. – № 2. – С. 59-64. – ISSN 2078-774X. 5. Черноусенко, О.Ю. Оценка поврежденности и остаточного ресурса высокотемпературных корпусов паровой турбины К-800-240 Славянской ТЭС [Текст] / О.Ю. Черноусенко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ»: Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ». – 2012. – № 7. – С. 104-111. – ISSN 2078-774X. 6. Черноусенко, О.Ю. Моделирование высокотемпературных элементов паровой турбины мощностью 800 МВт и оценка остаточного ресурса ее валопровода [Текст] / О.Ю. Черноусенко // Энергетика и электрификация. – 2012. – № 5. – С. 45-45. – ISSN 0424-9879

Поступила в редколлегию 15.02.13

УДК 621.165.62-192

Поврежденность и остаточный ресурс стопорных клапанов ЦВД и ЦСД паровой турбины К-800-240 Славянской ТЭС [Текст] / О.Ю. Черноусенко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 100-106. – Бібліогр.: 6 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано оцінку пошкодження та залишкового ресурсу корпусів стопорних клапанів високого та середнього тиску парових турбін великої потужності з визначенням пошкоджуваності з урахуванням ремонтних відновлюваних змін конструкції в період експлуатації. Наведено розрахункові данні мало циклової утомленості металу корпусів стопорних клапанів високого та середнього тиску та залишкові терміни їх експлуатації для парової турбіни К-800-240 енергоблоку № 7, що працювали в різних експлуатаційних умовах.

Ключові слова: пошкодження та залишковий ресурс, малоциклова утомленість металу, пошкоджуваність, ремонтні відновлювані зміни конструкції.

The enrichment and approach to an estimation of a residual resource of shut-off valve of 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 in operation. Are resulted settlement data of long durability of metal of shut-off valve 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.

Keywords: an estimation, residual resource, definition of damages, repair regenerative changes of a design in operation.

УДК 621.165.58

Е.В. ГЕОРГИЕВСКАЯ, канд. физ.-мат. наук; зав. лаб. прочности турбин ТЭС, АЭС и ГЭС, ОАО «НПО ЦКТИ», С-Петербург, Россия;

С.Н. ГАВРИЛОВ, канд. техн. наук; зав. отд. прочности и ресурса энергооборудования, ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия

ОСОБЕННОСТИ ПРОДЛЕНИЯ СРОКА СЛУЖБЫ ПАРОВЫХ ТУРБИН ПРИ НАРАБОТКАХ, ЗНАЧИТЕЛЬНО ПРЕВЫШАЮЩИХ ПАРКОВЫЙ РЕСУРС

Рассмотрен опыт ОАО «НПО ЦКТИ», Россия, по оценке технического состояния и продлению срока службы паровых турбин, имеющих дефекты, препятствующие дальнейшей эксплуатации, при наработках, существенно превышающих парковый ресурс.

Ключевые слова: продление срока службы, турбина, парковый ресурс, дефект, трещина.

Введение

В настоящее время значительная часть эксплуатируемых на тепловых и атомных электростанциях паровых турбин отработала не только назначенный заводом-изготовителем срок службы, но и свой парковый ресурс [1], установленный с учетом опыта эксплуатации и рабочих параметров пара (см. табл.) и ограничивающий наработку и число пусков из холодного, горячего и неостывшего состояний.

Таблица

Значения паркового ресурса турбин в зависимости от параметров их эксплуатации, мощности и завода-изготовителя

Завод-изготовитель	Давление свежего пара, МПа	Мощность, МВт	Парковый ресурс турбин	
			тыс. ч	Количество пусков
ТМЗ	9 и менее	50 и менее	270	900
	13–24	50–250	220	600
ЛМЗ	9 и менее	100 и менее	270	900
	13–24	50–300	220	600
	24	500–1200	100	300
НПО Турбоатом	9 и менее	50 и менее	270	900
	13	160	200	600
	24	300	170	450
	24	500	100	300

Примечание: Парковый ресурс турбин, элементы которых работают в условиях ползучести, определяется наработкой или количеством пусков турбины; оба параметра действуют независимо.

Постановка задачи

Замена отработавших свой срок службы агрегатов на новые, современные и более эффективные, является лучшим решением проблемы исчерпания паркового ресурса, но это не всегда целесообразно по экономическим соображениям. Кроме того, опыт продления срока эксплуатации турбин, накопленный в ОАО «НПО ЦКТИ» за длительный период проведения работ по этой тематике, свидетельствует о том, что большинство обследуемых турбин не исчерпали своего физического ресурса, хотя их наработка значительно превышает парковый ресурс, а для некоторых уже превосходит

© Е.В. Георгиевская, С.Н. Гаврилов, 2013

эти параметры почти в два раза. Также следует учесть, что снижение температуры острого пара и пара после промперегрева относительно расчетных параметров работы турбин, вызванное необходимостью обеспечить работоспособность котлов, также способствует продлению реального срока службы турбоагрегатов за счет уменьшения остаточных деформаций ползучести на поверхности его осевого канала роторов и увеличения запасов длительной прочности в наиболее горячих зонах турбины.

Дальнейшая эксплуатация отработавших свой парковый ресурс турбин может неоднократно поэтапно продлеваться на ограниченный период [2] при условии положительных результатов расширенного контроля технического состояния турбины, проводимого в периоды ремонтов, а также расчетного обоснования возможности и сроков продления дальнейшей эксплуатации. Полный комплекс работ включает следующие этапы:

- анализ технической документации станции по режимам эксплуатации турбины, заменам и восстановительным ремонтам основных элементов, результатам контроля металла основных элементов в течение всего срока их эксплуатации;

- разработка и согласование с техническим руководителем организации-владельца турбоагрегата индивидуальной программы работ по расширенному диагностическому обследованию турбины;

- проведение расширенного контроля технического состояния основных узлов турбины по разработанной индивидуальной программе, включающего дефектоскопическое обследование, оценку деформационного состояния высокотемпературных элементов турбины, исследование структуры и свойств металла основных элементов по репликам и образцам, специальные исследования и эксперименты в случае необходимости;

- анализ данных расширенного диагностического обследования;

- разработка рекомендаций по устранению обнаруженных во время ремонта дефектов элементов турбины, препятствующих дальнейшей эксплуатации.

- расчётная оценка напряжённого состояния и остаточного ресурса роторов и корпусных деталей с учётом фактических данных о свойствах металла с учетом ползучести материала и режимах эксплуатации турбины;

- выполнение расчетов на хрупкую прочность, длительную прочность, мало- и многоцикловую усталость;

- выдача заключения о возможности, условиях и сроке продления эксплуатации турбины и рекомендаций по условиям дальнейшей эксплуатации.

Дальнейшая надежная и безопасная эксплуатация турбин допустима при выполнении в случае необходимости ремонтно-восстановительных работ и соблюдении рекомендаций по условиям их дальнейшей эксплуатации.

На стадии длительных наработок наиболее актуальными становятся проблемы, связанные со старением металла, деградацией его свойств под действием рабочих напряжений и высоких температур, накоплением усталостных деформаций и деформаций ползучести. Кроме того, начинают сказываться неоднократно проведенные ремонты: выборки металла, трещины и округлые дефекты, места ремонтных заварок, наведенные сварочными работами остаточные напряжения и пр.

Материалы исследования и опыт проведения работ

Особенно ценным и интересным является опыт проведения работ по продлению срока службы однотипных турбин, установленных на одной станции, на протяжении длительного периода времени. Такие работы позволяют выявлять особенности этого

типа турбин, влияющие на ресурс, следить за возникновением и развитием дефектов, проводить расчеты по обоснованию возможности продления основных ресурсопределяющих узлов с учетом имеющихся дефектов и проведенных ремонтных работ, активно участвовать в разработке технических решений по устранению выявленных недостатков и обеспечению надежной эксплуатации турбин, а также следить за эффективностью выполняемых мероприятий.

Такой уникальный опыт ОАО «НПО ЦКТИ» имеет в отношении четырех турбин ВПТ-50-130-4, изготовленных на Уральском турбомашиностроительном заводе (УТМЗ), Россия, в 1959–1961 годах и пущенных в эксплуатацию в 1960–1962 годах. Турбины эксплуатируются на одной из зарубежных ТЭС, со специалистами которой ОАО «НПО ЦКТИ» сотрудничает на протяжении уже более 20 лет.

Каждые 4–5 лет проводится капитальный ремонт одной из турбин, во время которого выполняется расширенное диагностическое обследование основных элементов турбин. Полученные за длительный период результаты такого обследования сопоставляются между собой и с результатами расчетных обоснований, что позволяет своевременно проводить необходимые восстановительные работы и предотвращать возможные аварийные ситуации.

В настоящее время наработка этих турбин превышает 400 000 часов, а температура свежего пара поэтапно снижена до 530 °С. Относительное время работы при максимально допускаемой температуре свежего пара (560 °С), при которой происходит наибольшая выработка ресурса, составляет (30–40) % от общей наработки турбин. Турбины работают в базовом режиме, имеют в среднем 9–12 пусков в год.

Снижение температуры свежего пара с 560 °С до 530 °С благотворно сказалось на ресурсных характеристиках. Однако оно приводит к смещению зоны фазового перехода сухого пара во влажный и увеличению влажности пара в последних ступенях цилиндра низкого давления (ЦНД). При высоких статических напряжениях и переменных термических нагрузках это ускоряет развитие трещин на поверхности насадных дисков, что и наблюдалось на всех осматриваемых турбинах: начиная с 1996 года, обнаружено интенсивное коррозионное растрескивание насадных дисков 21 и 22 ступеней в зоне разгрузочных отверстий, продольного шпоночного паза, заклепочных соединений, ступичной части и полотна диска. Контроль шпоночных пазов проводился поверхностными дефектоскопическими методами после снятия насадных дисков.

Примеры обнаруженных дефектов приведены на рисунках 1, 2, 5.

На рисунке 1 показаны повреждения, возникшие на полотне диска 21 ступени со стороны входа пара после наработки ~ 235 тыс. часов. Трещины развились за межремонтный период в четыре года. Трещины с максимальной глубиной до 8 мм появились на кромках разгрузочных отверстий, где действуют наибольшие напряжения от центробежных сил, и в зоне между отверстиями. Диски с такими трещинами, выходящими на обод с отверстиями под заклепки для крепления рабочих лопаток с вильчатыми хвостовиками, ремонту не подлежат [3], поэтому полотно диска подлежит замене. На ограниченный период до замены диска эксплуатация турбины была разрешена со срезанным полотном.

Однако не всегда наличие трещин приводит к таким радикальным решениям. В практике ОАО «НПО ЦКТИ» имеются и другие решения.

Например, во время капитального ремонта одной из рассматриваемых турбин были обнаружены множественные неглубокие, глубиной 1–3 мм, трещины на полотне и ободе насадного диска 23 ступени. Было принято техническое решение о проведении

восстановительного ремонта, заключающегося в снятии слоя поврежденного металла с целью ликвидации обнаруженных коррозионных трещин (см. рис. 2).

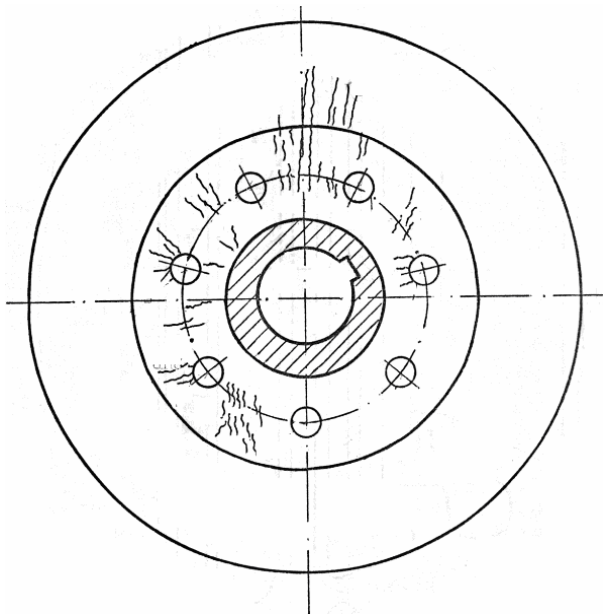


Рис. 1 – Расположение трещин на диске 21-й ступени ВПТ-50-130-4

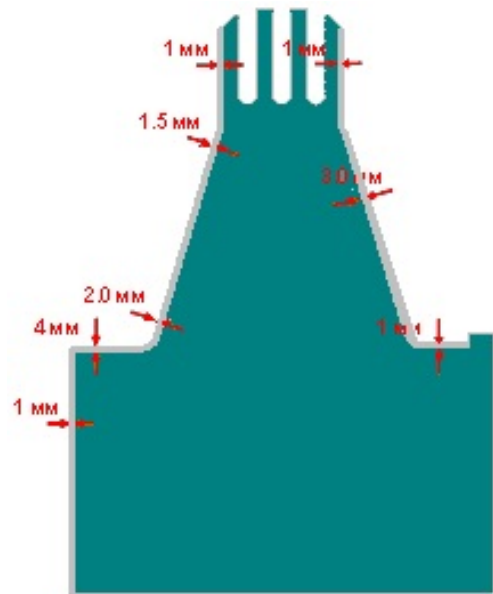


Рис. 2 – Схема обработки диска 23 ступени при восстановительном ремонте

В результате изменились геометрические размеры диска, в частности уменьшилась толщина диска, в том числе и в зоне вильчатого хвостовика. Возможность дальнейшей эксплуатации турбины с таким диском требовала подтверждения. Были выполнены соответствующие расчеты (см. рис. 3 и 4) с использованием пространственной конечно-элементной модели насадного диска, хвостового соединения лопатки и заклепок. Расчеты показали, что напряжения в отремонтированном диске не превышают допустимых, следовательно, допускается дальнейшая эксплуатация турбины.

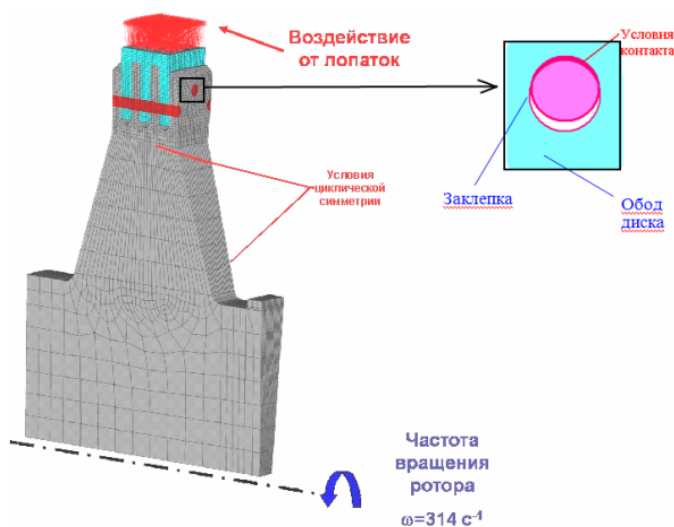


Рис. 3 – Конечно-элементная модель диска 23 ст. и схема граничных условий

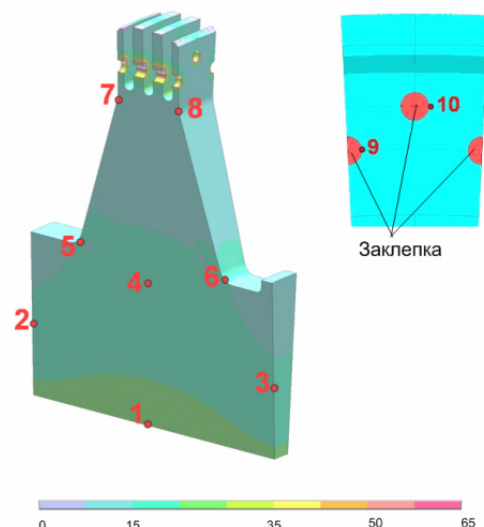


Рис. 4 – Распределение интенсивности напряжений в диске 23, кгс/мм²

Временная эксплуатация турбины с отремонтированным диском 23 ст. была разрешена на 25 тыс. час. до следующего капитального ремонта, что также было обосновано расчетным способом.

Обследование турбины по окончании этого периода показало, что новых трещин на поверхности насадного диска 23 ст. за последний межремонтный период не образовалось. Таким образом, принятое решение было правильным и позволило продлить эксплуатацию турбины.

Другой пример проведения необходимого ремонта для продления дальнейшей эксплуатации связан с наличием глубоких трещин (свыше 10 мм) на поверхности шпоночного паза насадных дисков 21 и 22 ступеней (см. рис. 5 и 6).

Следует отметить, что возникновение трещин в указанной зоне при длительных наработках является закономерным и вызвано наличием концентраторов напряжений в виде галтельных переходов малых радиусов в сочетании со значительными нагрузками, приходящимися на зону шпоночного паза в процессе эксплуатации.

Проблема обнаружения трещин в указанной зоне связана с тем, что проконтролировать поверхность продольного шпоночного паза насадных дисков 21 и 22 ступеней можно только при снятии дисков, что требует дополнительных временных и финансовых затрат.

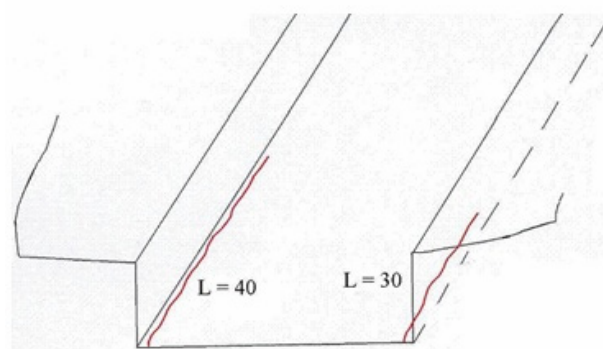


Рис. 5 – Пример обнаружения глубоких трещин на поверхности шпоночного паза 21 ст. (фотография и схема)

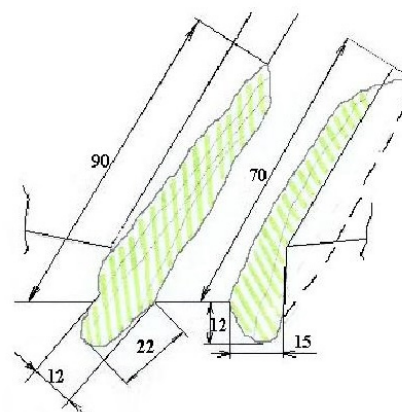


Рис. 6 – Пример проведения восстановительного ремонта выборка глубоких трещин на поверхности шпоночного паза 21 ст. (фотография и схема)

Однако, многолетний опыт обследования турбин ВПТ-50-130-4 показывает, что начало трещинообразования в шпоночных пазах можно определить по косвенным

признакам. Как правило, образованию трещин на поверхности продольного шпоночного паза предшествует интенсивное коррозионное растрескивание соответствующих насадных дисков на кромках разгрузочных отверстий и на полотне и ободке дисков, что легко обнаружить при внешнем визуальном контроле или дефектоскопическом обследовании поверхностными методами.

При составлении индивидуальной программы обследования каждой конкретной турбины эти факторы обязательно учитываются, чтобы не пропустить момент начала образования трещин на поверхности шпоночного паза и не допустить аварийной остановки агрегата в период продления срока службы. В то же время снятие дисков без особой необходимости также нежелательно, причем не только по экономическим соображениям.

Еще один вопрос, который следует решить при обнаружении трещины на поверхности шпоночного паза это возможность дальнейшей эксплуатации турбины после проведения восстановительного ремонта, который обычно заключается в выборке обнаруженных трещин (см. рис. 6), т.к. глубина выборок иногда превышает 20 мм. Также следует рассмотреть вопрос о возможности образования новых трещин в вершинах выборок.

Для решения этих вопросов специалисты ОАО «НПО ЦКТИ» проводят уточненный расчет напряженно-деформированного состояния диска с выборками (см. рис. 7) под действием эксплуатационных нагрузок с использованием современных расчетных пакетов, а также прогнозирование роста трещины с привлечением подходов линейной механики разрушений. По результатам проведенных расчетов даются рекомендации о целесообразности проведения ремонта и сроках дальнейшей эксплуатации в случае выборки трещины до следующего обследования.

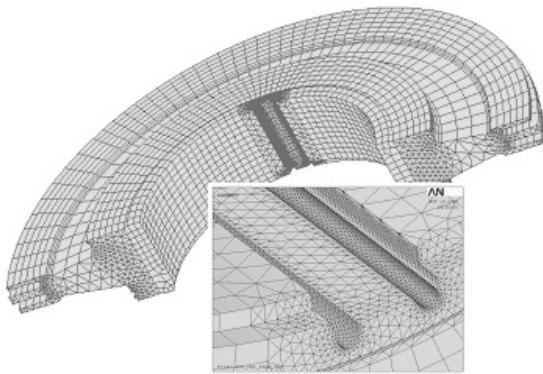


Рис. 7 – Расчетная схема диска 22 ступени с выборками в зоне продольного шпоночного паза

Приведенные выше примеры показывают, что при длительной эксплуатации в элементах турбины возникают различные повреждения, которые определяются ползучестью и изменением свойств материала под действием высоких температур, малоциклового и многоциклового усталостью, эрозийными процессами в проточной части, коррозионным растрескиванием под напряжением и т.д. При определении расчетного индивидуального ресурса турбины должно быть учтено влияние всех

факторов, определяющих условия ее дальнейшей эксплуатации, что позволит дать обоснованный прогноз по срокам продления ее безопасной и надежной эксплуатации.

Выводы

Рассмотренные примеры демонстрируют, что даже при очень длительных сроках эксплуатации турбин и имеющихся существенных повреждениях и дефектах вопрос о продлении срока службы не всегда однозначно решается только заменой оборудования или его составных частей. Во многих случаях дальнейшая эксплуатация может быть неоднократно поэтапно продлена, но такому продлению должен предшествовать комплекс работ, объединяющий тщательное обследование

технического состояния оборудования и расчетное обоснование возможности и условий продления.

Такая работа должна проводиться в тесном сотрудничестве специалистов организации-владельца оборудования, ответственных за его эксплуатацию, и экспертной организации, дающей заключение о возможности и условиях продления. Успех и качество этих работ во многом зависят от опыта участвующих в нем специалистов. К настоящему моменту времени специалистами ОАО «НПО ЦКТИ» накоплен значительный опыт проведения работ по оценке технического состояния и продлению срока службы паровых турбин производства ЛМЗ, ТМЗ, ХТГЗ для тепловых и атомных электростанций, эксплуатируемых как в России, так и за рубежом. Кроме того, как указывалось выше, важным фактором является продолжительность работ на однотипном оборудовании данной станции, что позволяет наиболее полно и эффективно решать вопросы, связанные с продлением ресурса оборудования.

Список литературы: 1. СО 153-34.1-17.421-03. Типовая инструкция по контролю и продлению срока службы металла основных элементов котлов, турбин и трубопроводов тепловых электростанций. – М.: ОРГРЭС, 2003. – 76 с. 2. СО 153-34.17.440-03. Методические указания о порядке проведения работ по оценке индивидуального ресурса паровых турбин и продлении срока их эксплуатации сверх паркового ресурса. – М.: ВТИ, 2003. – 153 с. 3. РД 34.30.507-92. Методические указания по предотвращению коррозионных повреждений дисков и лопаточного аппарата паровых турбин в зоне фазового перехода. – М.: ВТИ, 1992. – 110 с.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.165.58

Особенности продления срока службы паровых турбин при наработках, значительно превышающих парковый ресурс [Текст] / Е.В. Георгиевская, С.Н. Гаврилов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 107-113. – Бібліогр.: 3 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглянутий досвід ПАО «Науково-виробниче об'єднання Центральний котлотурбінний інститут» (Росія) з оцінки технічного стану та продовження терміну служби парових турбін, що мають дефекти, перешкоджаючі подальшій експлуатації, під час наробіток, суттєво перевищуючих парковий ресурс.

Ключові слова: продовження терміну служби, турбіна, парковий ресурс, дефект, тріщина.

Considered the experience of JSC «NPO CKTI», Russia, about the assessment of the technical state and the extension of service life of steam turbines with defects that prevent the further operation, when their operating time significantly exceeds a park resource.

Keywords: life extension, turbine, park resources, defect, crack.

УДК 621.165

Н.К. БЛАЖЕНКО, начальник бюро ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;
С.Ю. ЕВДОКИМОВ, начальник отдела ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия;
А.А. ЯМАЛТДИНОВ, инженер ЗАО «УТЗ», Екатеринбург, Россия

РЕМОНТ РОТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН В УСЛОВИЯХ ЗАО «УРАЛЬСКИЙ ТУРБИНЫЙ ЗАВОД»

Проанализированы основные дефекты, возникающие в роторах. Приведена последовательность основных ремонтных операций. Даны примеры реконструкций роторов основных турбин ЗАО «УТЗ».

Ключевые слова: ротор, реконструкция, дефекты, ремонт.

Бесперебойная и экономичная эксплуатация всего оборудования электростанции и теплофикационных турбин в частности, является важнейшей задачей современной энергетики, так как отказ турбины из-за аварии автоматически означает невыполнение планов по выработке электроэнергии и тепла, а также серьезное ухудшение экономических показателей всей электростанции.

Исключение из работы части оборудования электростанции неизбежно приводит к удорожанию производства энергии из-за уменьшения коэффициента использования оборудования, так как при тех же капиталовложениях энергии вырабатывается меньше.

Конечно, в некоторых случаях электростанция удастся покрыть дефицит электроэнергии, однако, это может быть только при использовании ее менее экономичного оборудования, т.е. за счет перерасхода топлива на самой электростанции.

Не менее серьезные последствия могут иметь длительные перерывы в теплоснабжении жилых домов и предприятий.

Ключевым элементом паровой турбины является валопровод. Валопровод представляет собой совокупность соединенных между собой роторов последовательно расположенных цилиндров. Высокая частота вращения, значительные усилия от центробежных сил, длительное воздействие высоких температур и быстрое их изменение, а также коррозионно-эрозионное разрушение металла делают ротора самым ответственным и сложным узлом паровой турбины, и вопрос их регулярного технического обслуживания и ремонта стоит особенно остро.

ЗАО «Уральский турбинный завод» (далее ЗАО «УТЗ») на протяжении последних 20 лет занимается комплексным ремонтом роторов собственного производства. За этот период заводом отремонтировано более 50 роторов мощных теплофикационных турбин.

В процессе ревизии и ремонта роторов обнаруживаются дефекты, требующие устранения. Наиболее часто встречаются следующие неисправности [1–7]:

- механический износ бандажей, гребней концевых и диафрагменных уплотнений в результате радиальных задеваний ротора о детали статора;
- аксиальные задевания ротора о статор;
- увеличенный статический прогиб ротора;
- повреждение рабочих лопаток в результате попадания постороннего металла в проточную часть турбины;
- усталостные поломки рабочих лопаток;
- абразивный износ бандажей, шипов рабочих лопаток, входных и выходных

© Н.К. Блаженко, С.Ю. Евдокимов, А.А. Ямалтдинов, 2013

кромки рабочих лопаток первых ступеней роторов высокого и среднего давления с промперегревом;

- эрозионный износ рабочих лопаток, работающих в зоне влажного пара;
- абразивный, эрозионный износ, «коррозионное растрескивание под напряжением» и «коррозионное усталостное растрескивание» в разгрузочных отверстиях роторов;
- механический износ, «коррозионное растрескивание под напряжением» и «коррозионное усталостное растрескивание» ступиц дисков;
- «коррозионные и коррозионно-усталостные повреждения лопаток, дисков и бандажей», работающих в зоне фазового перехода;
- стояночная коррозия;
- повреждения шеек роторов;
- трещины в разгрузочных отверстиях дисков;
- термоусталостные повреждения придисковых галтелей и тепловых канавок роторов;
- трещины в шпоночных пазах дисков, работающих в зоне фазового перехода;
- трещины в канавках под упорные кольца насадных деталей ротора.

Ремонт роторов крупных теплофикационных турбин является трудоемким процессом, требующим тесного взаимодействия ряда структурных подразделений и должен осуществляться системно. Для этого ЗАО «УТЗ» соблюдает следующую последовательность ремонтных операций после отгрузки ротора на завод:

1 Создание ремонтной комиссии. Ремонтная комиссия включает в себя ведущих специалистов конструкторского и технологического отделов, представителей цеха и отдела технического контроля. Созданная комиссия представляет собой центр компетенций, курирующий конкретный ремонт.

2 Визуальный осмотр, по результатам которого составляется первичный акт дефектации ротора, в котором описывается текущее состояние ротора и порядок проведения ремонтных работ.

3 Очистка ротора.

4 Замеры биений ротора.

5 Разборка ротора.

6 Контроль и ревизия всех насадных деталей ротора и вала.

7 Замена деталей, не подлежащих восстановлению.

8 Сборка ротора.

9 Составление паспорта сборки.

10 Высокочастотная балансировка ротора, включая разгонные испытания.

11 Покраска и упаковка ротора.

12 Формирование паспорта ремонта.

13 Отгрузка ротора.

На протяжении всего ремонта составляются дополнения к первичному акту дефектации с внесением пояснений и нововведений, а также протоколы контроля.

Средняя продолжительность ремонта, проводимого в условиях ЗАО «УТЗ» составляет 60 дней. Как правило, станции предпочитают осуществлять ремонт в летний период, в отсутствие потребности в отопительной нагрузке потребителей, так как именно летом существует возможность разгрузить теплофикационные турбины.

Помимо выполнения традиционных ремонтных операций, ЗАО «УТЗ» осуществляет модернизацию и реконструкцию ремонтируемых роторов, путем внедрения современных решений в их конструкцию. Разработка данных решений

осуществляется исходя из анализа опытных данных по эксплуатации турбин, их поломок и последних разработок завода. Объем данных работ предварительно оговаривается с Заказчиком.

Ниже приведены примеры основных решений, внедряемых при ремонтах различных серий теплофикационных турбин.

• Серия турбин **T-50-130**:

Ротор высокого давления: установка осередиальных надбандажных уплотнений, в место радиальных. Данное мероприятие позволяет повысить внутренний относительный КПД проточной части на 1,5 %, (рис. 1).

Ротор низкого давления: замена радиальных надбандажных уплотнений осередиальными на 10–14 ступенях для повышения экономичности, за счет уменьшения протечек.

Замена дисков 17–25 ступеней на диски новой конструкции, имеющие торцевые шпонки, расположенные в области сравнительно небольших напряжений. Указанное мероприятие позволяет значительно увеличить ресурс работы дисков и повысить надежность ступеней в зоне фазового перехода против коррозионно-усталостного растрескивания (рис. 2).

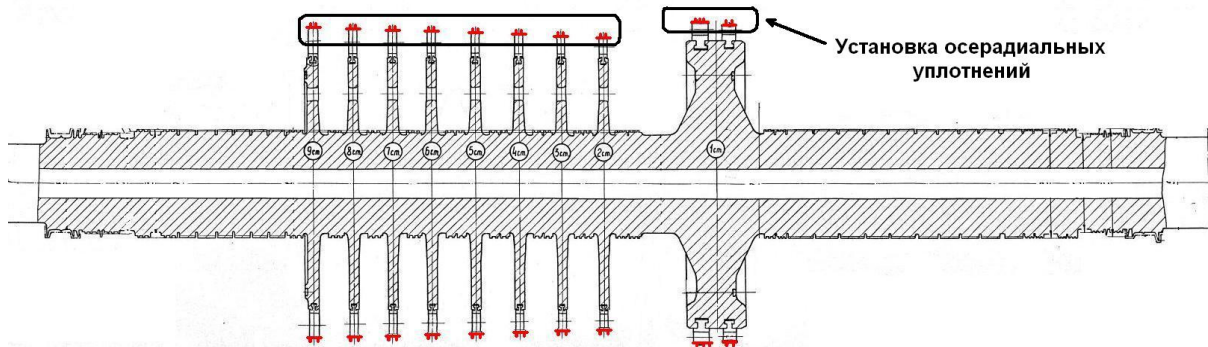


Рис. 1 – Ротор высокого давления T-50/60-130

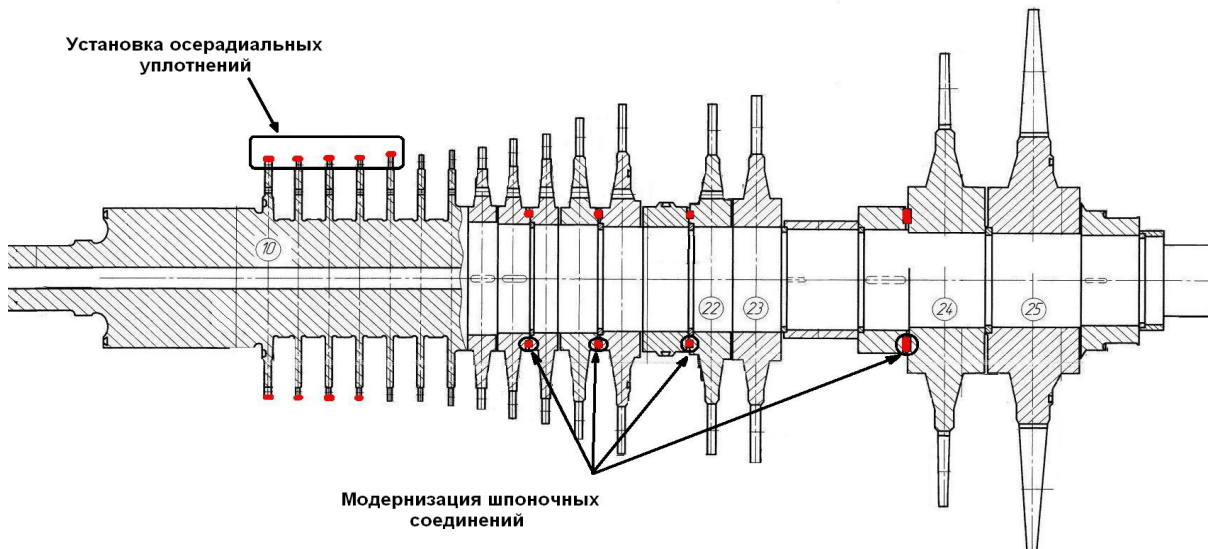


Рис. 2 – Ротор низкого давления T-50/60-130

• Серия турбин **T-100-130**:

Ротор высокого давления: на место радиальных надбандажных уплотнений устанавливаются осередиальные уплотнения. Данное мероприятие позволяет повысить

внутренний относительный КПД проточной части на 1,5 %. Также возможен вариант установки сотовых надбандажных уплотнений.

Восстановление изношенных гребней переднего уплотнения путем переточки вала и укомплектованием специальными уплотнительными кольцами.

В ряде случаев проводится термостабилизация ротора с проточкой для вывода прогиба вала.

Ротор среднего давления: замена радиальных надбандажных уплотнений осерадиальными, либо сотовыми на 10–14 ступенях для повышения экономичности.

Замена дисков 18–23 ступеней на диски новой конструкции, имеющие торцевые шпонки, расположенные в области сравнительно небольших напряжений (рис. 3).

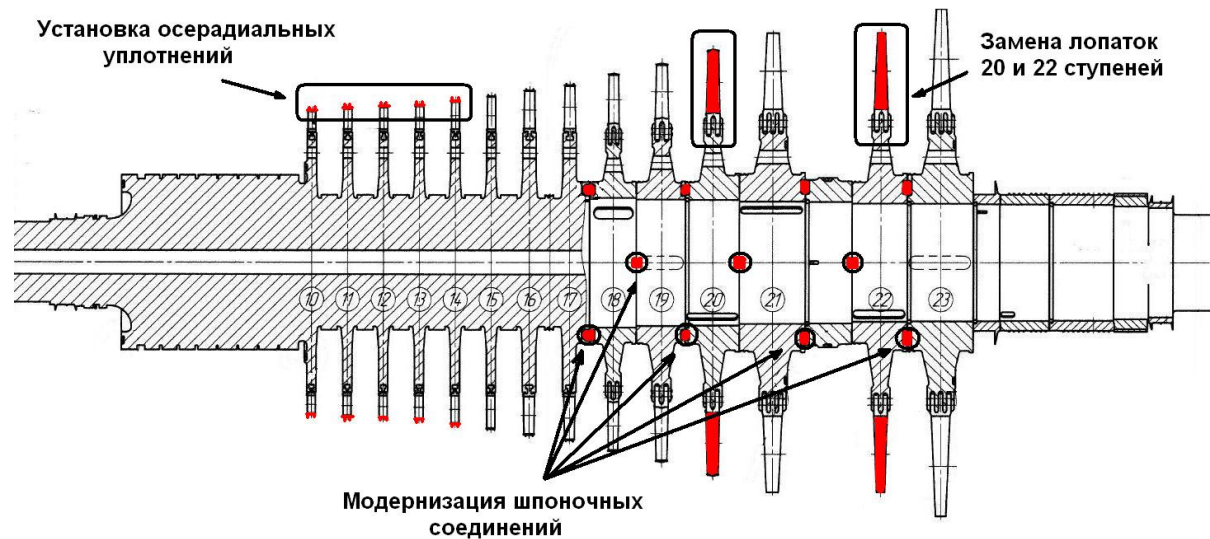


Рис. 3 – Ротор среднего давления турбин серии Т-100/120-130

Ротор низкого давления: с целью улучшения напряженного состояния ротора, на дисках в обоих потоках выполняются дополнительные торцевые шпоночные пазы для передачи мощности с последнего диска на предпоследний (вместо передачи на уплотнительную втулку). Так же данное мероприятие улучшает качество сборки ротора.

Углубление канавок под упорные кольца и увеличение радиусов в углах канавок для снятия накопленной поврежденности. В случае проведения данного мероприятия – необходимо заменить все старые упорные кольца новыми.

Снятие накопленной поврежденности на дисках 24–27 ступеней (рис. 4).

• Серия турбин **ПТ-135/165-130:**

Ротор высокого давления: установка осерадиальных надбандажных уплотнений повышающих относительный внутренний КПД проточной части высокого давления на 2,5 % по отношению к радиальным уплотнениям, либо сотовых надбандажных уплотнений, повышающих относительный внутренний КПД проточной части высокого давления на 1,5 % по отношению к осерадиальным уплотнениям.

Изменение конструкции среднего уплотнения, путем переноса уплотнительных усиков с ротора на статор (рис. 5).

Ротор низкого давления: переход с трехступенчатой проточной части в одном потоке НД на двухступенчатую с высотой последней лопатки 660 мм. При проведении данной реконструкции ЗАО «УТЗ» руководствуется второй редакцией технического указания № 75 [8]. Проведение данной реконструкции позволяет (рис. 6): повысить

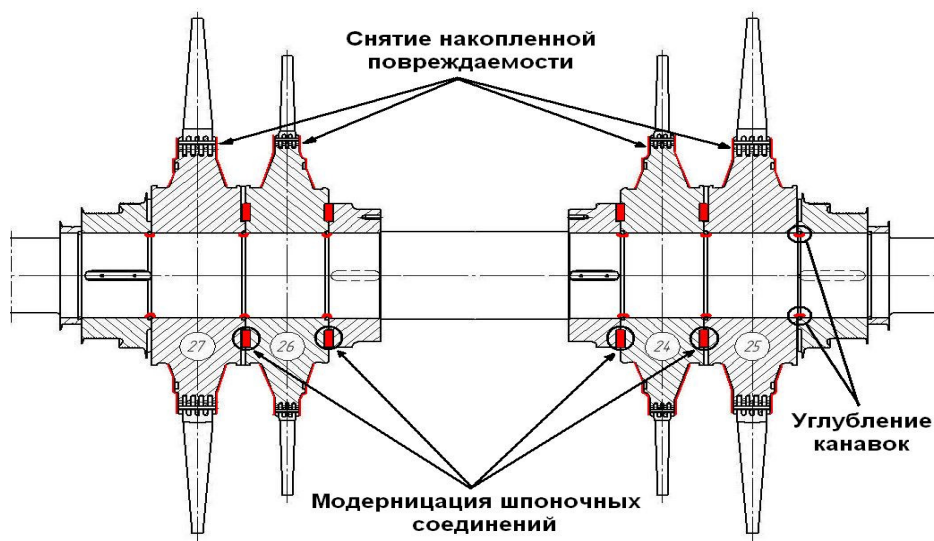


Рис. 4 – Ротор низкого давления турбины Т-100/120-130

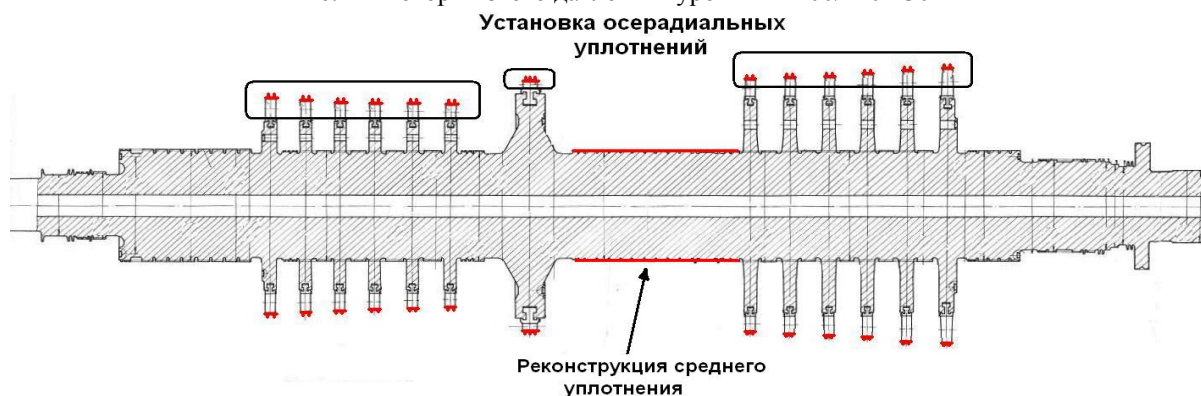


Рис. 5 – Ротор высокого давления ПТ-135/165-130

надежность ротора НД; сохранить КПД последней ступени на большей части режимов, а на некоторых – увеличить; максимально увеличить мощность турбины при работе по тепловому графику в результате снижения потерь на трение и вентиляцию; максимально увеличить тепловую нагрузку при работе по тепловому графику; повысить маневренность турбины.

Это связано с тем, что последняя ступень с лопаткой высотой 830 мм на режимах с малыми пропусками пара в конденсатор работает с низким КПД или с потреблением мощности. На теплофикационных режимах имеются значительные потери на трение, вентиляцию и потери тепла с охлаждающей водой. При этом при изготовлении рабочих лопаток высотой 660 мм могут быть использованы рабочие лопатки высотой 830 мм, путем обрезки последних. Обрезка рабочих лопаток длиной 830 мм возможна, только в случае их удовлетворительного состояния.

Замена цельнокованых дисков 18 и 19 ступеней на насадные для повышения надежности (при этом требуется дополнительная обработка эксплуатируемых диафрагм 18, 19 ступеней и изготовление новых уплотнительных колец).

Установка рабочих колес 20, 21 и 22 ступеней с рабочими лопатками, имеющими вильчатые хвостовики вместо Т-образных. В случае выполнения данной работы требуется дополнительная обработка эксплуатируемых диафрагм 20, 21 и 22 ступеней. Доработка диафрагм 18–22 ступеней может производиться силами Заказчика в условиях ТЭЦ.

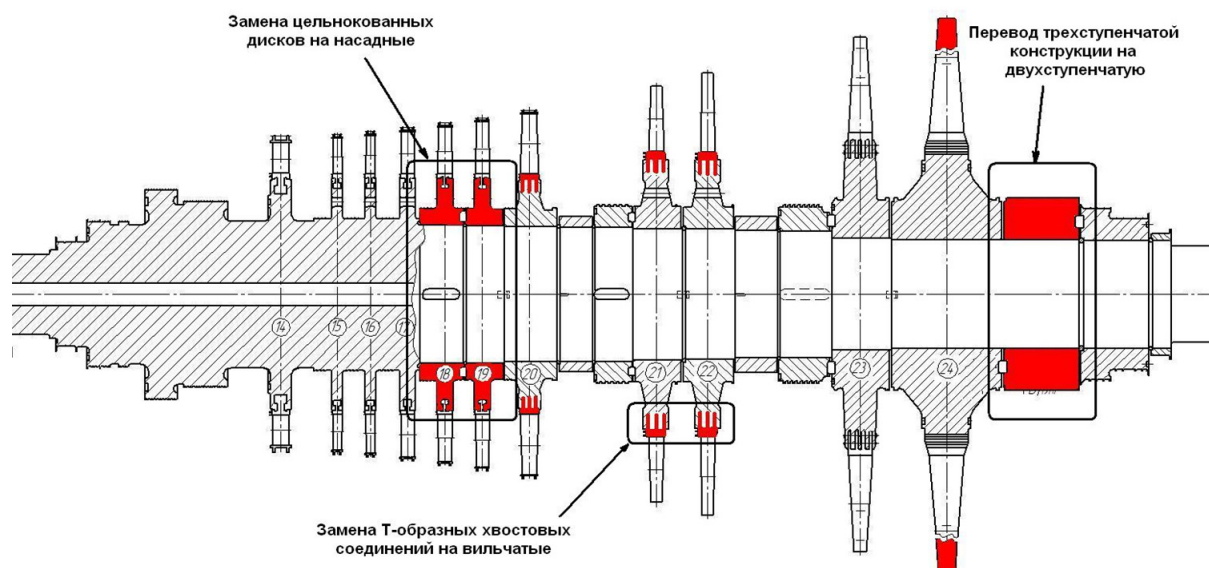


Рис. 6 – Ротор низкого давления ПТ-135/165-130 после реконструкции

Реконструкции роторов низкого давления турбин серии Т-175 аналогичны описанной выше реконструкции.

Так, например в 2012 году ЗАО «УТЗ» для Тобольской ТЭЦ, во время проведения ремонта, был изготовлен новый вал НД усовершенствованной конструкции с двумя ступенями в каждом потоке, исключая возможность возникновения трещин за 24, 26 ступенями.

Список литературы: 1. Родин, В.Н. Ремонт паровых турбин [Текст]: учеб. пособие для вузов / В.Н. Родин, А.Г. Шарапов, Б.Е. Мурманский, Ю.М. Гофман, Ю.А. Сахнин, В.В. Лебедев, М.А. Кадников, Л.А. Жученко; под. общ. ред. Ю.М. Бродова и В.Н. Родина. – 2-е изд., перераб. и доп. – Екатеринбург: ГОУ УГТУ-УПИ, 2005. – 438 с. 2. Надежность теплоэнергетического оборудования ТЭС и АЭС [Текст] / под ред. А.И. Андрущенко. – М.: Высшая школа, 1991. – 303 с. 3. Инденбаум, В.С. Ревизия и ремонт паровых турбин коммунальных электростанций [Текст] / В.С. Инденбаум, М.А. Случаев. – М.: М-во коммунал. хоз. РСФСР, 1954. – 211 с. 4. Сверчков, А.Н. Ремонт и наладка паровых турбин [Текст] / А.Н. Сверчков. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1954. 5. Новиков, Б.Б. Ремонт корпусов паровых турбин [Текст] / Б.Б. Новиков, Е.В. Леонтьев, В.И. Дроздов. – М.: Энергия, 1977. – 72 с. 6. Бодашков, Н.К. Аварии паровых турбин и борьба с ними [Текст] / Н.К. Бодашков. – М.: Госэнергоиздат, 1948. 7. Швецов, П.Д. Предупреждений аварий паровых турбин [Текст] / П.Д. Швецов. – М.: ГНТИ Машиностроительной литературы, 1953. – 237 с. 8. ТМТ-116632-1. Техническое указание № 75 [Текст]. – 2 ред., перераб. и доп. – Екатеринбург: ЗАО «УТЗ», 2004 – 3 с.

/Поступила в редколлегию 25.01.13

УДК 621.165

Ремонт роторов паровых турбин в условиях ЗАО «Уральский турбинный завод» [Текст] / Н.К. Блаженко, С.Ю. Евдокимов, А.А. Ямалтдинов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 114-119. – Бібліогр.: 8 назв. – ISSN 2078-774X.

Проаналізовано основні дефекти, що виникають у роторах. Наведено послідовність основних ремонтних операцій. Дано приклади реконструкцій роторів основних турбін ЗАТ «УТЗ».

Ключові слова: ротор, реконструкція, дефекти, ремонт.

The main defects arising in rotors were analyzed. There is the sequence of basic repair operations. The examples of rotor's reconstructions of main turbines CJSC «UTW» are given.

Keywords: rotor, reconstruction, defects and repairs.

УДК 621.165

А.Л. ШУБЕНКО, чл.-корр. НАНУ; ИПМаш НАН України, Харьков;
В.П. СУХИНИН, д-р техн. наук; проф. УИПА, Харьков;
Т.Н. ФУРСОВА, канд. техн. наук; доц. УИПА, Харьков;
А.Ю. БОЯРШИНОВ, аспирант ИПМаш НАН України, Харьков

УЛУЧШЕНИЕ РАВНОМЕРНОСТИ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В ЕЛОЧНЫХ ХВОСТОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ РАБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИН

Для повышения равномерности распределения реактивных усилий по зубцам хвостового соединения елочного типа предложены специальные формы опорных поверхностей, обеспечивающие компенсацию технологических зазоров за счет деформаций смятия.

Ключевые слова: паровая турбина, напряженно-деформированное состояние, хвостовое соединение, опорная поверхность, конструкция.

Актуальность работы. Рабочие лопатки последних ступеней мощных паровых турбин крепятся на роторе с помощью хвостовых соединений елочного типа. Эти многоопорные конструкции работают в условиях сложнапряженного состояния, которое характеризуется местной и общей неравномерностями напряжений. Общая неравномерность напряженного состояния во многом определяется неравномерностью распределения нагрузки по отдельным зубцам, а также зависит от конфигурации соединения, условий силового взаимодействия сопрягаемых деталей хвостовика и грибка обода диска, свойств материалов деталей соединения при рабочей температуре. Местная неравномерность напряженного состояния определяется концентрацией напряжений, обусловленной геометрическими и силовыми факторами.

Обеспечение надежной эксплуатации многоопорных хвостовых соединений в значительной степени зависит от равномерности распределения нагрузки по зубцам, поскольку неизбежные технологические зазоры в пределах поля допусков приводят к отсутствию контакта на отдельных зубцах и их перегрузке.

Анализ состояния вопроса и цель исследования. Рекомендации о задании шагов по зубцам с дифференцированными допусками для улучшения распределения реактивных усилий вызывают значительные трудности, например, выполнение шагов с точностью до 0,005 мм [1]. Исследование, проведенное с помощью численно-аналитического метода потенциала [2], показало нецелесообразность поиска решений, направленных на обеспечение равномерного распределения нагрузки по зубцам с помощью дифференцированных зазоров из-за их крайней малости (на первой паре зубцов зазор 0,01 мм, на второй – 0,006 мм), что недостижимо при существующих методах обработки.

В практике проектирования при выборе размеров проводится оценка напряженного состояния хвостового соединения исходя из условий контакта всех сопрягаемых элементов соединения. При этом имеется в виду, что отклонения шагов от теоретических величин, обуславливающих контакт сопрягаемых поверхностей, могут иметь место в пределах поля допусков, которые для елочных хвостовиков лопаток паровых турбин назначаются в пределах 0,01...0,02 мм [2, 3]. Существует предпосылка, что зазор при работе турбины выбирается за счет подмятия опорных площадок, находящихся в контакте (их пластической деформации) [4]. Картина усугубляется тем,

© А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов, 2013

что исходные технологические зазоры в пределах допусков не всегда могут уменьшаться в процессе работы только за счет деформаций микронеровностей опорных поверхностей.

Выбор величины контактной поверхности при проектировании [5] осуществляют исходя из средних напряжений смятия, хотя по ряду причин зачастую происходит существенное местное повышение этих напряжений (отсутствие контакта на отдельных участках зубцов из-за искажения опорной поверхности). По некоторым оценкам вблизи контактной площадки реализуется напряженное состояние, близкое к всестороннему сжатию [6, 7], и напряжения смятия могут допускаться близкими к пределу текучести.

В [8] отмечается, что зоны пластической деформации невелики, они практически не увеличивают податливости зубцов и не меняют распределение нагрузки между ними.

Целью работы является улучшение равномерности распределения напряжений в хвостовых соединениях елочного типа за счет улучшения форм опорных поверхностей зубцов и компенсации технологических зазоров.

Основная часть. Получившие распространение в настоящее время в практике проектирования численные методы расчета на ЭВМ с помощью метода конечных элементов позволяют, в отличие от традиционных (основанных на положениях сопротивления материалов и теории упругости), проводить подробное исследование общего напряженно-деформированного состояния (НДС) и характера распределения местных напряжений в двухмерной и объемной постановке задачи.

С помощью программного комплекса *ANSYS* на базе метода конечных элементов (МКЭ) рассмотрены НДС хвостовых соединений при следующих вариантах работы: № 1 – контакт всех пар зубцов (рис. 1); № 2 – зазор на 1 паре зубцов (рис. 2); № 3 – зазор на 1 и 2 паре зубцов (рис. 3); № 4 – зазор на 1, 2 и 3 парах зубцов (рис. 4).

На рис. 5–8 показано распределение максимальных и средних напряжений по расчетным сечениям хвостовика (рис. 1).

Как видно из рисунков 1 и 5, наиболее нагруженной является верхняя пара зубцов. Даже при вариантах отсутствия контакта уровень напряжений здесь остается значительным (рис. 2–4, 6--8). Следует отметить, что зазоры вызывают перераспределение напряжений на остальных парах и перегрузку контактирующих зубцов.

В [9] авторами данной статьи предлагаются формы опорных поверхностей, которые могут обеспечить компенсацию технологических зазоров.

В елочном хвостовом соединении за счет увеличения радиусов зубцов хвостовика и диска площадка контакта сводится к линии по толщине хвостовика. Во время работы турбины в связи с действием центробежных сил на линии контакта опорных поверхностей хвостового соединения возникают деформации смятия (рис. 9).

Формы опорных поверхностей зубцов позволяют рассматривать их взаимодействие как задачу теории упругости при контакте двух цилиндров (рис. 10) [10].

Если цилиндры изготовлены из материалов, у которых модуль упругости $E_1 = E_2$ и коэффициент Пуассона $\nu_1 = \nu_2$, то максимальные контактные напряжения

$$q_{\max} = 0,42 \sqrt{pE \frac{R_1 + R_2}{R_1 R_2}}. \quad (1)$$

где p – распределенная нагрузка по длине цилиндра.

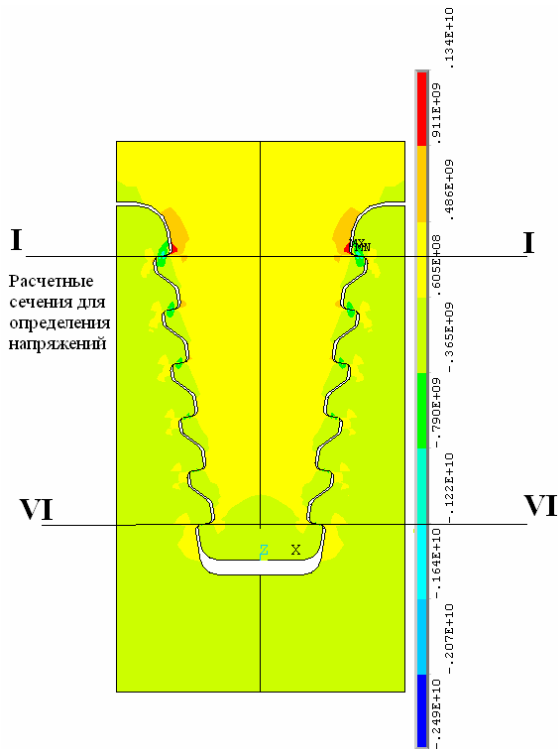


Рис. 1 – Вариант № 1. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при контакте всех пар зубцов

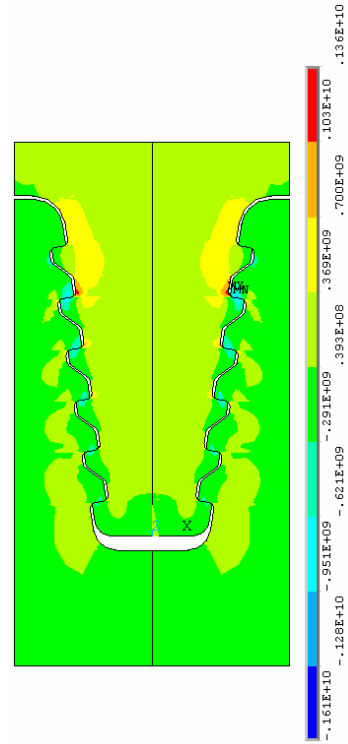


Рис. 2 – Вариант № 2. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при зазоре на 1 паре зубцов

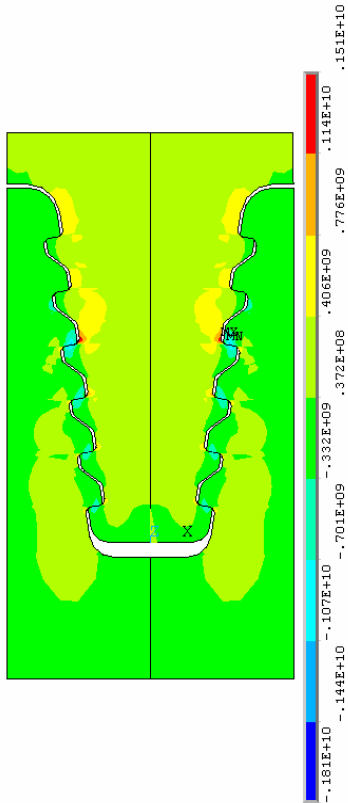


Рис. 3 – Вариант № 3. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при зазорах на 1 и 2 парах зубцов

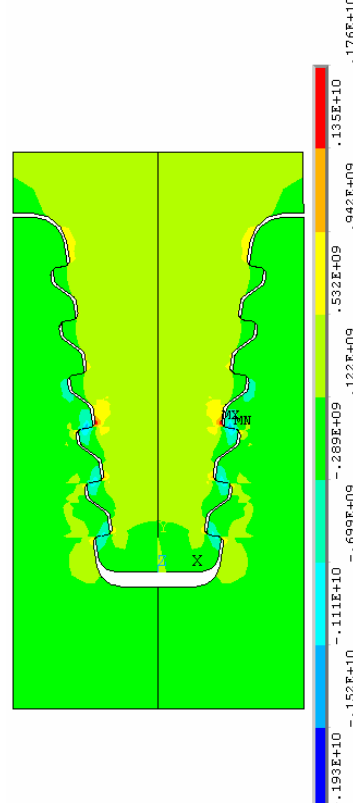


Рис. 4 – Вариант № 4. Распределение напряжений в елочном хвостовом соединении (в радиальном направлении) при зазорах на 1, 2 и 3 парах зубцов

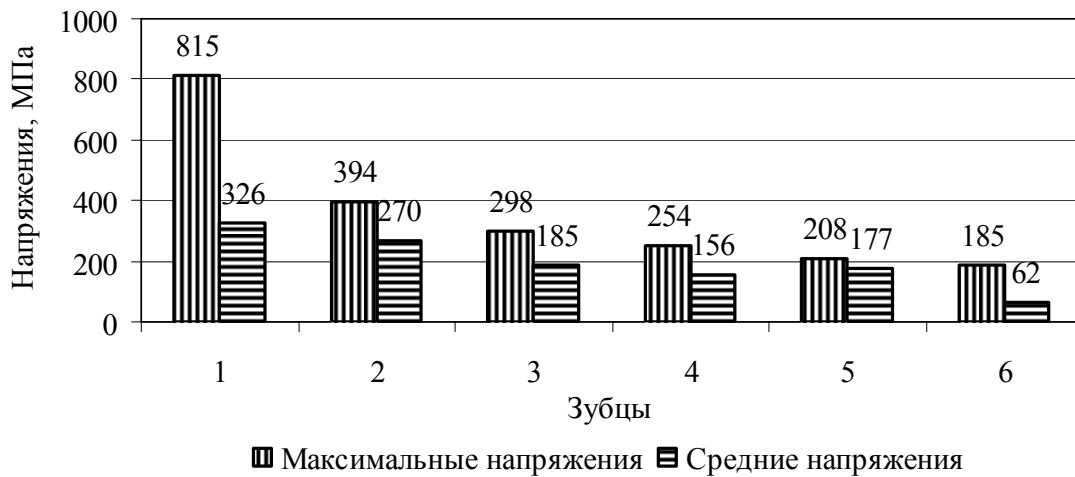


Рис. 5 – Вариант № 1. Распределение напряжений в расчетных сечениях хвостовика



Рис. 6 – Вариант № 2. Распределение напряжений по расчетным сечениям хвостовика



Рис. 7 – Вариант № 3. Распределение напряжений по расчетным сечениям хвостовика



Рис. 8 – Вариант № 4. Распределение напряжений по расчетным сечениям хвостовика

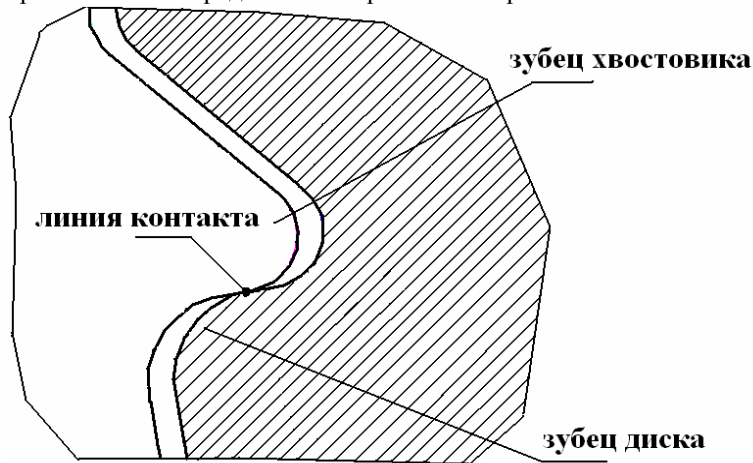


Рис. 9 – Узел контакта хвостового соединения

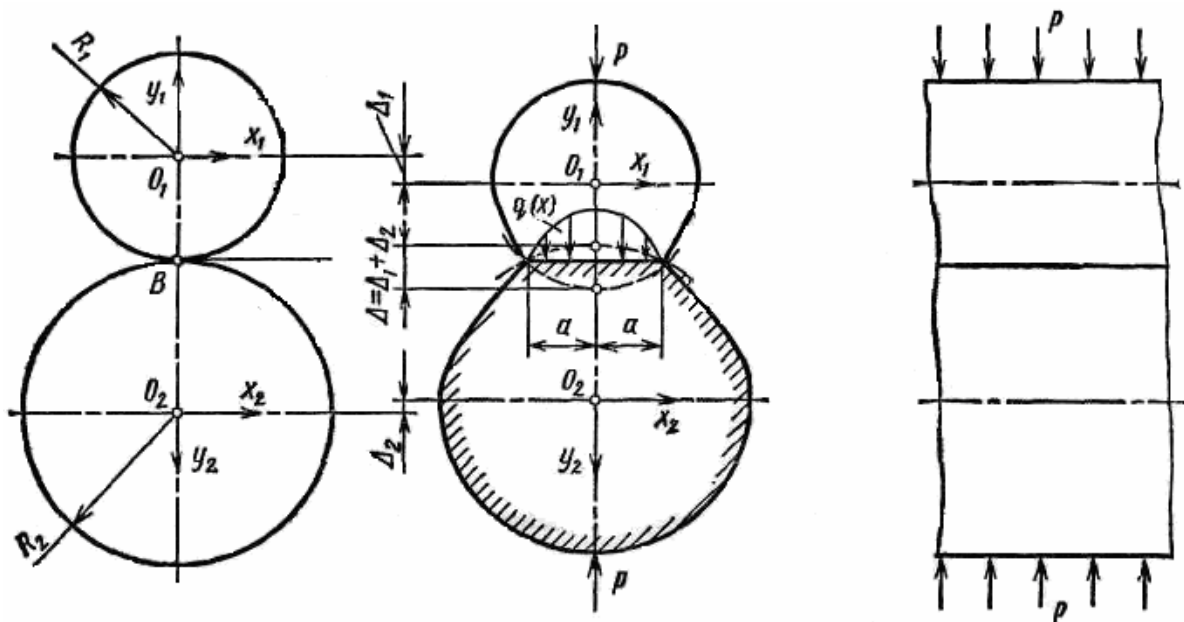


Рис. 10 – Контакт двух цилиндров согласно задаче Герца

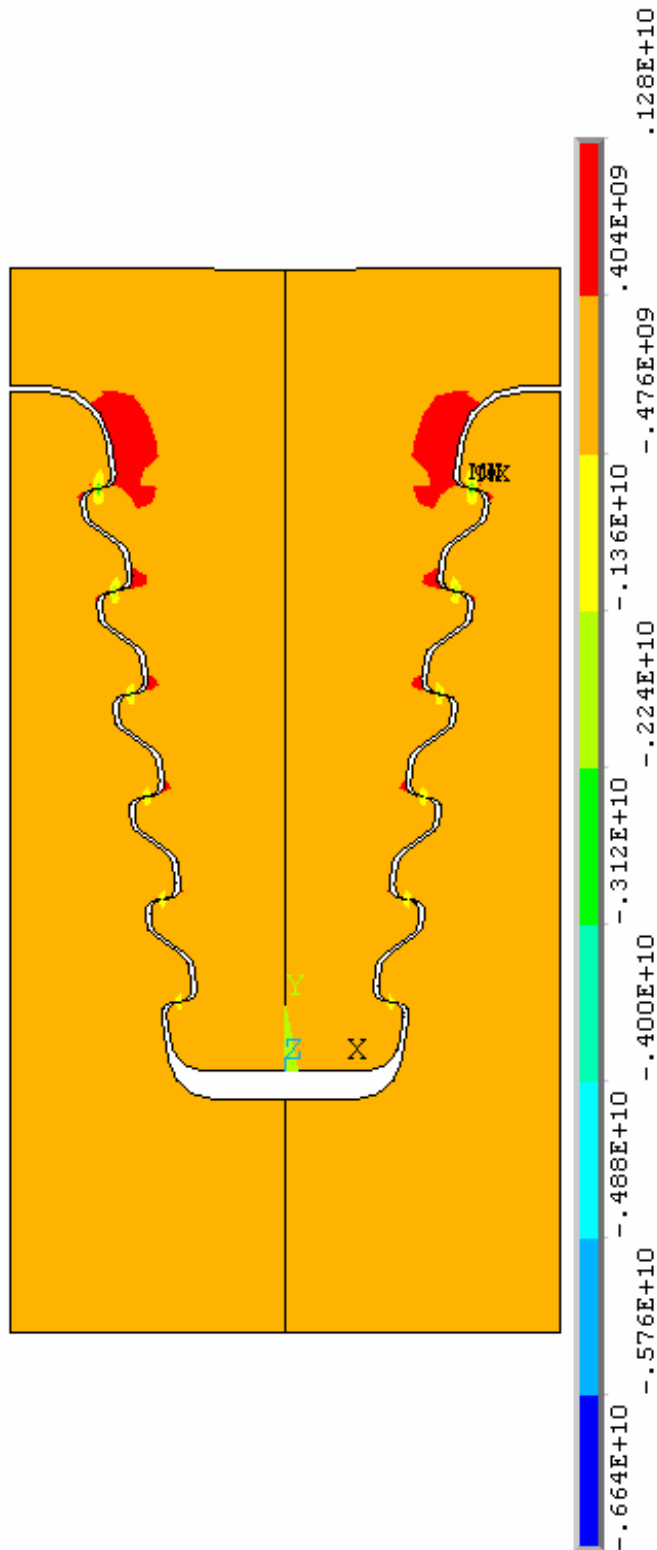


Рис. 11 – Вариант № 1, когда площадки контакта сведены к линии в осевом направлении

поверхностей невозможна деформация зубцов, компенсирующая зазоры, вследствие стесненности деформаций материала в зоне контакта. Разработаны меры по обеспечению контакта всех опорных поверхностей и предложена усовершенствованная

Полуширина площадки
контакта

$$a = 1,52 \sqrt{\frac{p}{E} \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}} \quad (2)$$

Общее кинематическое
смещение (сближение осей
цилиндров)

$$\Delta = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} p \left(\ln \frac{4R_1 R_2}{a^2} + 0,815 \right) \quad (3)$$

На рис. 11 показано НДС хвостового соединения при контакте всех пар зубцов, когда площадка контакта сведена к линии в осевом направлении.

В таблице представлены варианты работы елочного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров. Как видно из таблицы, величины сближения зубцов хвостового соединения обеспечивают контакт всех опорных поверхностей. Окончательная картина НДС рассмотренных вариантов незначительно будет отличаться от варианта № 1, представленного на рис. 11.

Кроме того, такая форма опорных поверхностей несколько снижает максимальные и средние напряжения в расчетных сечениях хвостовика (за счет отрицательных напряжений сжатия опорных площадок), что показано на рис. 12. Аналогичный характер проявляется и в других вариантах конструкции.

Выводы. При наличии технологических зазоров и существующей форме опорных

геометрия профиля со специальными формами опорных поверхностей, обеспечивающими компенсацию технологических зазоров за счет деформаций, более равномерное распределение реактивных усилий и выравнивание общих и местных напряжений.

Таблица
Варианты работы елочного хвостового соединения с компенсацией технологических зазоров

Зубцы (от профильной части)	Контактные напряжения на зубце, q_{\max} , МПа	Сближение зубцов хвостового соединения, Δ , мм
Вариант № 1 (контакт всех зубцов)		
1 пара	5660	0,013
2 пара	4400	0,008
3 пара	3770	0,006
4 пара	3140	0,005
5 пара	2520	0,003
6 пара	1890	0,002
Вариант № 2		
1 пара	–	–
2 пара	8390	0,026
3 пара	6520	0,017
4 пара	5590	0,013
5 пара	4660	0,009
6 пара	3730	0,006
Вариант № 3		
1 пара	–	–
2 пара	–	–
3 пара	9470	0,032
4 пара	8420	0,026
5 пара	7370	0,021
6 пара	6310	0,016
Вариант № 4		
1 пара	–	–
2 пара	–	–
3 пара	–	–
4 пара	11300	0,043
5 пара	10000	0,035
6 пара	8777	0,028

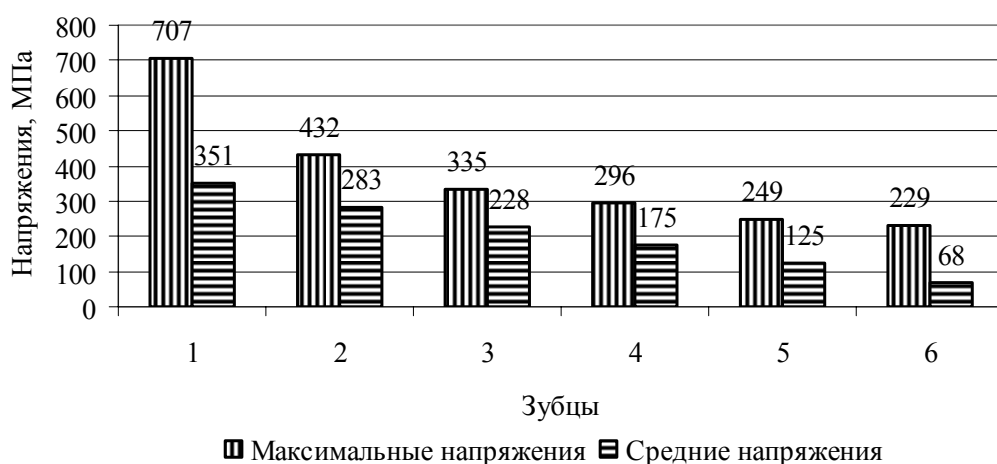


Рис. 12 – Вариант № 1. Распределение напряжений в расчетных сечениях хвостовика, когда площадка контакта сведена к линии в аксиальном направлении

Список литературы: 1. Мустафин, Ч.Г. К расчету елочных хвостовых соединений рабочих лопаток турбин [Текст] / Ч.Г. Мустафин // Вестник машиностроения. – 1962. – № 7. – С. 13-17. 2. Сухинин, В.П. Расчет нагрузочных и деформационных характеристик елочных хвостовых соединений рабочих лопаток паровых турбин [Текст] / В.П. Сухинин // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 1. – С. 38-46. 3. Методические указания. Выбор конструкции и размеров хвостовых соединений лопаток паровых и газовых турбин и осевых компрессоров при проектировании: РД 24. 260.09-87. – [Действующий с 1987-12-28]. – Л.: НПО ЦКТИ, 1987. – 40 с. 4. Прочность элементов паровых турбин [Текст] / под ред. Л.А. Шубенко-Шубина. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1962. – 568 с. 5. Турбины паровые стационарные. Нормы расчета на прочность хвостовых соединений рабочих лопаток: ОСТ 108.021.07-84. – [Действующий с 1986-01-01]. – Л.: Изд-во НПО ЦКТИ, 1986. – 20 с. 6. Левин, А.В. Прочность и вибрация лопаток и дисков паровых турбин [Текст] / А.В. Левин, К.М. Боришанский, Е.Д. Консон. – Л.: Машиностроение, 1981. – 710 с. 7. Расчеты на прочность в машиностроении: в 3 т. [Текст] / под ред. С.Д. Пономарева. – М.; К.: ГНТИ машиностроит. лит-ры, 1956. – Т. 2: Некоторые задачи прикладной теории упругости. Расчеты за пределами упругости. Расчеты на ползучесть. – 1958. – 974 с. 8. Иосилевич, Г.Б. Концентрация напряжений и деформаций в деталях машин [Текст] / Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с. 9. Патент 54905 Україна, МПК F01D 5/28. Контактний вузол ялинкового хвостового з'єднання робочої лопатки з диском ротора / О.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, О.Ю. Бояршинов. – № u201007002; заявл. 07.06.2010; опубл. 25.11.2010. – Бюл. № 22. 10. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин [Текст] / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 621.165

Улучшение равномерности распределения напряжений в елочных хвостовых соединениях рабочих лопаток турбин [Текст] / А.Л. Шубенко, В.П. Сухинин, Т.Н. Фурсова, А.Ю. Бояршинов // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 120-127. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Для підвищення рівномірності розподілу реактивних зусиль по зубцях хвостового з'єднання ялинкового типу запропоновані спеціальні форми опорних поверхонь, що забезпечують компенсацію технологічних зазорів за рахунок деформацій зминання.

Ключові слова: парова турбіна, напружено-деформований стан, хвостове з'єднання, опорна поверхня, конструкція

For the increase of equitability reactive efforts on the indents of tail connection the nospread functions of underlayments, providing indemnification of technological gaps due to deformations of crumpling, are offered.

Keywords: steam turbine, tense-deformed state, tail connection, contact surfaces, constraction.

УДК 62-752.8(088.8)

В.С. ГАПОНОВ, д-р техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
А.И. НАУМОВ, инженер НТУ «ХПИ»;
Ю.А. ОСТАПЧУК, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»

ОЦЕНКА НАСТРОЙКИ ПАРАМЕТРОВ ОПОРЫ С УПРАВЛЯЕМЫМ ИЗМЕНЕНИЕМ КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТИ НА ВЕЛИЧИНУ КРИТИЧЕСКОЙ УГЛОВОЙ СКОРОСТИ ЖЕСТКОГО РОТОРА

Рассматривается оценка настройки параметров опоры с управляемым изменением квазинулевой жесткости на величину критической угловой скорости жесткого ротора.

Ключевые слова: квазинулевая жесткость, опора, ротор, настройка, параметр, уравнение движения, деформация.

Введение. Использование пассивных упругих опор с управляемой квазинулевой жесткостью для высокоскоростных роторов с заданной функцией жесткости в рабочем пространстве кинематико-силовых характеристик может устранить противоречие между статической и динамической жесткостями, если система будет иметь следящие свойства по низкочастотной составляющей реакции в опорах ротора [1] и настройку её параметров на величину критической угловой скорости жесткого ротора.

Анализ последних публикаций. Вопросы эффективности применения упругих опор подшипников с управляемой квазинулевой жесткостью для высокоскоростных роторов рассмотрены в [1–3].

Цель и постановка задачи. Целью настоящей работы является обоснование возможности оценки настройки параметров динамической системы упругих опор с управляемой квазинулевой жесткостью на величину критической угловой скорости высокоскоростных роторов.

Основная часть. Рассмотрим уравнение движения системы [2] с учётом предварительной деформации упругого элемента C_{20} , которая может быть использована для получения необходимой конфигурации элементов опоры, соответствующей квазинулевой жесткости. В этом случае сила корректора (рис. 1) по линии A_1B_1 будет находиться в конусе трения, следовательно, массой m_2 не управляет. Управление осуществляется силовым потоком, проходящим по C_{12} .

Жесткость системы опоры изменяемой жесткости (рис. 1) [2]

$$(b \cdot c_{10})^{-1} \frac{dF}{dZ} = 1 + c_{12} \cdot \pi_c + c_{\Pi} \left[\frac{\bar{h}_0(1-\bar{Z})}{\bar{h}_3} \left(\pi_c - (1-\bar{Z}) - \pi_f \frac{2}{c_{10}} \right) - \left(\frac{\bar{h}_0}{\bar{h}} - 1 \right) \pi_c \right],$$

где
$$\pi_c = \frac{c_{10} + 2c_{20}}{c_{10}c_{20}}; \quad \pi_f = \frac{f}{c_{10} \operatorname{tg} \alpha_0}; \quad Z = x_1 - x_2; \quad \bar{Z} = \frac{Z}{b}.$$

Квазинулевому участку упругой характеристике опоры (рис. 2) соответствует

$$2 \frac{c_{\Pi}}{c_{10}} \geq K_{\Pi},$$

где
$$2 \frac{c_{\Pi}}{c_{10}} \geq \left(\frac{\bar{h}_0}{\sqrt{\bar{h}_0^2 - 1}} - 1 \right)^{-1} \stackrel{\text{def}}{=} K_{\Pi}.$$

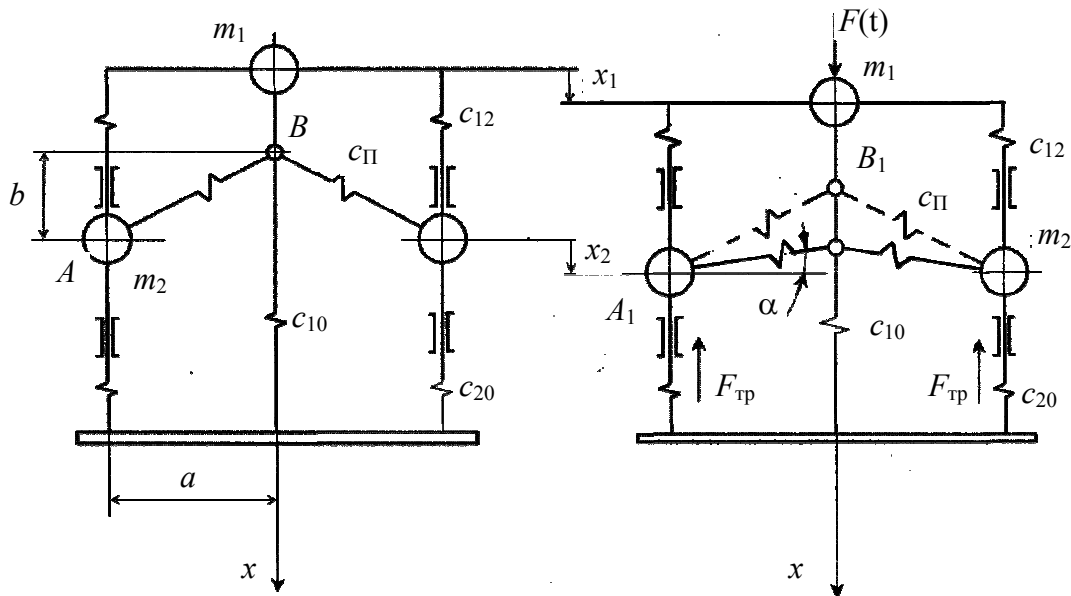


Рис. 1 – Схема системи змінюваної жорсткості

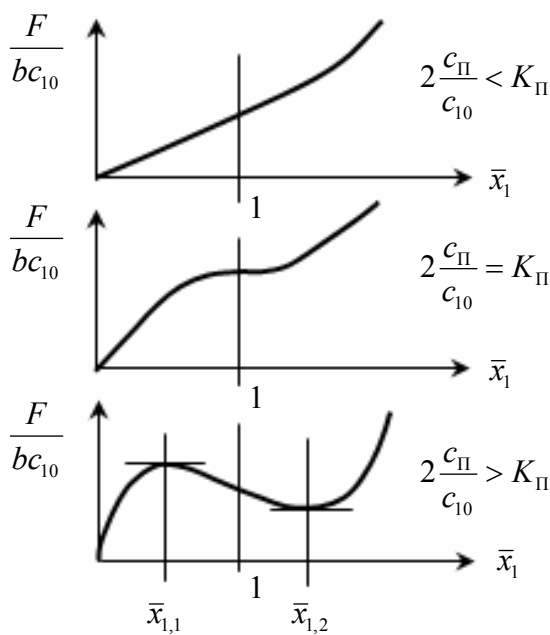


Рис. 2 – Упруга характеристика опори

Существенной особенностью роторных систем с опорами квазиулевої жорсткості являється зменшення вигібних коливань (рис. 2) ротора во всьому діапазоні швидкостей. При достатньо податливих опорах (в порівнянні з валом) вал проходить першу і другу критичні швидкості як жорсткий, утворюючи циліндричну і конічну прецесії [4].

Розглянемо рух жорсткого ротора в еластичних опорах квазиулевої жорсткості. Для побудови розрахункової схеми передбачаємо, що абсолютно жорсткий ротор (рис. 3), обертається в ідеальних, беззазорних підшипниках, зовнішні кільця якого встановлені в опори управляваної квазиулевої жорсткості, що мають рівномірним еластичним полем в радіальному напрямку. Ротор має масову і моментну неуравноваженість.

Прийняті позначення: ω – частота обертання ротора відносно осі симетрії; I_1 – момент інерції ротора відносно осі симетрії; I_2 – момент інерції ротора відносно осі перпендикулярної осі обертання і проходить через центр тяжкості A_0 ; c_1, c_2 – коефіцієнти жорсткості опор відповідно A_1 і A_2 .

Розглянемо малі коливання осі ротора відносно положення рівноваги. Сповістимо ротору довільне переміщення (рис. 3). Зміненням координат x_0, x_1, x_2 як величинами високого порядку малості нехуємо.

Виразимо координати центру тяжкості і кути β, γ_1 через незалежні координати y_1, z_1, y_2, z_2 , однозначно визначають положення осі ротора.

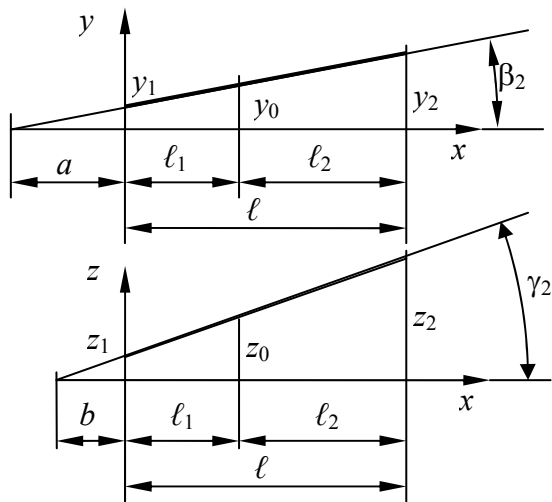
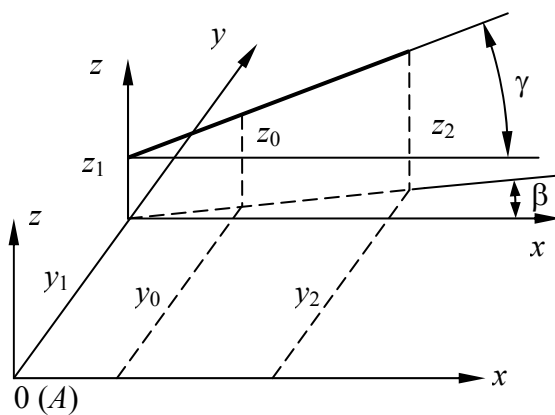
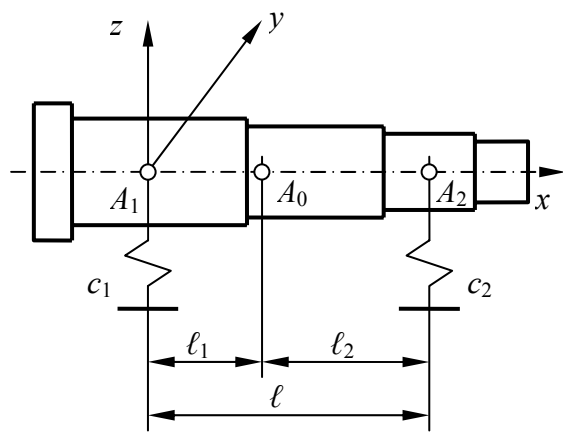


Рис. 3 – Схема ротора

$$y_0 = y_1 \frac{l_2}{l} \pm y_2 \frac{l_1}{l}; \quad (1)$$

$$z_0 = z_1 \frac{l_2}{l} \pm z_2 \frac{l_1}{l}. \quad (2)$$

Здесь верхний знак перед l_1 соответствует расположению центра тяжести между опорами, нижний знак – вне опор.

$$\beta_2 = \frac{y_2 - y_1}{l}; \quad (3)$$

$$\gamma_1 = \frac{z_2 - z_1}{l}. \quad (4)$$

Уравнения движения центра инерции имеют вид:

$$M\ddot{y}_0 = -c_1 y_1 - c_2 y_2; \quad (5)$$

$$M\ddot{z}_0 = -c_1 z_1 - c_2 z_2, \quad (6)$$

где M – масса ротора.

Составим уравнения малых колебаний ротора относительно осей параллельных y и z и проведенных через центр инерции системы «ротор-опоры».

Главные моменты внешних сил относительно осей, проведенных через центр инерции:

$$\sum m_{cx} \cdot (F_K^e) = 0;$$

$$\sum m_{cy} \cdot (F_K^e) = z_2 \cdot c_2 \cdot l_2 - z_1 \cdot c_1 \cdot l_1;$$

$$\sum m_{cz} \cdot (F_K^e) = -y_2 \cdot c_2 \cdot l_2 + y_1 \cdot c_1 \cdot l_1.$$

Главные моменты количеств движения системы с точностью до малых величин первого порядка малости:

$$L_x = I_1 \cdot \omega;$$

$$L_y = I_1 \cdot \omega \cdot \beta - I_2 \cdot \dot{\gamma};$$

$$L_z = I_1 \cdot \omega \cdot \gamma + I_2 \cdot \dot{\beta}.$$

Изменение главного момента количеств движения в относительном движении относительно центра инерции.

$$I_1 \cdot \omega \cdot \dot{\beta} - I_2 \cdot \ddot{\gamma} = z_2 \cdot c_2 \cdot l_2 - z_1 \cdot c_1 \cdot l_1; \quad (7)$$

$$I_1 \cdot \omega \cdot \dot{\gamma} + I_2 \cdot \ddot{\beta} = -y_2 \cdot c_2 \cdot l_2 + y_1 \cdot c_1 \cdot l_1. \quad (8)$$

Определим вынужденные колебания ротора, вызванные его статической и динамической неуравновешенностью, если: e – расстояние между центром тяжести ротора A_0 и его геометрической осью; δ – угол между главной осью инерции ротора и его геометрической осью; ε – двухгранный угол между плоскостью, проведенной через

геометрическую ось и центр тяжести и плоскостью проведенной через геометрическую ось и главную ось инерции.

Исходим из уравнений движения ротора (5)–(8). Обозначим (y, z) – координаты точки геометрической оси ротора, принадлежащей пересечению этой оси с плоскостью, перпендикулярной к оси вращения и проходящей через центр тяжести ротора. Тогда координаты центра тяжести будут:

$$\left. \begin{aligned} y_0 &= y + e \cdot \cos(\omega t); \\ z_0 &= z + e \cdot \sin(\omega t). \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Обозначим β – угол между проекцией главной центральной оси на плоскость XU и осью X . Угол между проекцией геометрической оси на плоскость XU и осью X обозначим β_2 . Тогда

$$\beta = \beta_2 + \delta \cdot \cos(\omega t - \varepsilon), \quad (10)$$

где $(\omega t - \varepsilon)$ – угол между плоскостью, в которой лежит угол δ и плоскостью XU .

Обозначив γ – угол между проекцией главной центральной оси инерции на плоскость XZ и осью X , и γ_2 – угол между проекцией геометрической оси на плоскость XZ и осью X , находим:

$$\gamma = \gamma_2 + \delta \cdot \sin(\omega t - \varepsilon). \quad (11)$$

Подставив (1)–(4), (9)–(11) в равенства (5)–(8) получим:

$$\left. \begin{aligned} M(\ell_1 \ddot{y}_2 + \ell_2 \ddot{y}_1) + c_1 \ell y_1 + c_2 \ell y_2 &= Mel\omega^2 \cos(\omega t); \\ M(\ell_1 \ddot{z}_2 + \ell_2 \ddot{z}_1) + c_1 \ell z_1 + c_2 \ell z_2 &= Mel\omega^2 \sin(\omega t); \\ I_1 \omega(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - I_2(\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) - c_2 \ell_2 \ell z_2 + c_1 \ell_1 \ell z_1 &= \\ &= -(I_2 - I_1)\omega^2 \ell \delta \sin(\omega t - \varepsilon); \\ I_1 \omega(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + I_2(\ddot{y}_2 - \ddot{y}_1) + c_2 \ell_2 \ell y_2 - c_1 \ell_1 \ell y_1 &= \\ &= (I_2 - I_1)\omega^2 \ell \delta \cos(\omega t - \varepsilon). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Правые части (12) – возмущающие факторы, вызванные статической и динамической неуравновешенностью ротора.

Вынужденные колебания – частное решение ищем в виде:

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= a_1 \cdot \cos(\omega t) + b_1 \cdot \sin(\omega t); & y_2 &= a_3 \cdot \cos(\omega t) + b_3 \cdot \sin(\omega t); \\ z_1 &= a_2 \cdot \sin(\omega t) + b_2 \cdot \cos(\omega t); & z_2 &= a_4 \cdot \sin(\omega t) + b_4 \cdot \cos(\omega t). \end{aligned} \right\}$$

После соответствующих преобразований получим расчётные зависимости для различных схем приложения внешней силы к ротору.

1) Центр тяжести ротора (точка A_0) расположен вне участка между его опорами

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= a_1 \cdot \cos(\omega t) + b_1 \cdot \sin(\omega t); & y_2 &= a_3 \cdot \cos(\omega t) + b_3 \cdot \sin(\omega t); \\ z_1 &= a_1 \cdot \sin(\omega t) - b_1 \cdot \cos(\omega t); & z_2 &= a_3 \cdot \sin(\omega t) - b_3 \cdot \cos(\omega t). \end{aligned} \right\}$$

$$a_1 = \frac{1}{f_2(\omega)} [Mel\omega^2 [(I_2 - I_1)\omega^2 + c_2 \ell_2 \ell] - (M\ell_1 \omega^2 - c_2 \ell)(I_2 - I_1)\ell \delta \omega^2 \cos \varepsilon];$$

$$a_3 = \frac{1}{f_2(\omega)} [Mel\omega^2 [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_1 \ell_1 \ell] - (M\ell_2 \omega^2 + c_1 \ell)(I_2 - I_1)\ell \delta \omega^2 \cos \varepsilon];$$

$$b_1 = \frac{-1}{f_2(\omega)} (M\ell_1 \omega^2 - c_2 \ell)(I_2 - I_1)\ell \delta \omega^2 \sin \varepsilon;$$

$$b_3 = \frac{-1}{f_2(\omega)} (M\ell_2\omega^2 + c_1\ell)(I_2 - I_1)\ell\delta\omega^2 \sin \varepsilon;$$

$$f_2(\omega) = [(I_2 - I_1)\omega^2 + c_2\ell_2\ell](-M\ell_2\omega^2 + c_1\ell) - [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_1\ell_1\ell](M\ell_1\omega^2 - c_2\ell).$$

2) Центр тяжести ротора (точка A_0) расположен между опорами

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= a_1 \cdot \cos(\omega t) + b_1 \cdot \sin(\omega t); \\ z_1 &= a_1 \cdot \sin(\omega t) - b_1 \cdot \cos(\omega t); \\ y_2 &= a_3 \cdot \cos(\omega t) + b_3 \cdot \sin(\omega t); \\ z_2 &= a_3 \cdot \sin(\omega t) - b_3 \cdot \cos(\omega t). \end{aligned} \right\}$$

$$a_1 = \frac{1}{f_2(\omega)} [Mel\omega^2 [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_2\ell_2\ell] - (M\ell_1\omega^2 - c_2\ell)(I_2 - I_1)\ell\delta\omega^2 \cos \varepsilon];$$

$$a_3 = \frac{1}{f_2(\omega)} [Mel\omega^2 [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_1\ell_1\ell] - (-M\ell_2\omega^2 + c_1\ell)(I_2 - I_1)\ell\delta\omega^2 \cos \varepsilon];$$

$$b_1 = \frac{-1}{f_2(\omega)} (M\ell_1\omega^2 - c_2\ell)(I_2 - I_1)\ell\delta\omega^2 \sin \varepsilon;$$

$$b_3 = \frac{-1}{f_2(\omega)} (-M\ell_2\omega^2 + c_1\ell)(I_2 - I_1)\ell\delta\omega^2 \sin \varepsilon;$$

$$f_2(\omega) = [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_2\ell_2\ell](M\ell_2\omega^2 + c_1\ell) - [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_1\ell_1\ell](M\ell_1\omega^2 - c_2\ell).$$

Критические угловые скорости ротора (рис. 4).

$$F = F_0 \cdot \cos(\omega t).$$

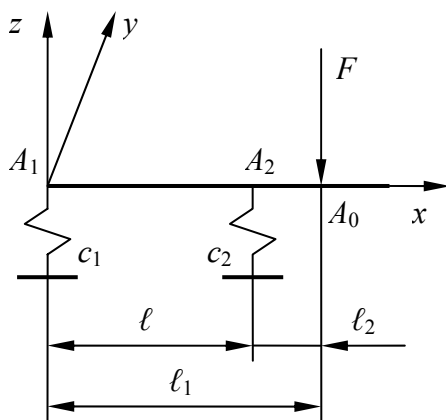


Рис. 4 – Критические угловые скорости ротора

Уравнения движения точек ротора

$A_1(y_1, z_1)$ и $A_2(y_2, z_2)$

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= a_1 \cos(\omega t); \\ z_1 &= -a_1 \sin(\omega t); \\ y_2 &= a_3 \cos(\omega t); \\ z_2 &= -a_3 \sin(\omega t). \end{aligned} \right\}$$

$$a_1 = \frac{F_0 \ell [(I_2 - I_1)\omega^2 + c_2\ell_2\ell]}{2f_2(\omega)} + \frac{F_0 \ell [(I_2 + I_1)\omega^2 + c_2\ell_2\ell]}{2f_1(\omega)},$$

$$a_3 = \frac{F_0 \ell [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_1\ell_1\ell]}{2f_2(\omega)} + \frac{F_0 \ell [(I_2 + I_1)\omega^2 - c_1\ell_1\ell]}{2f_1(\omega)};$$

$$f_1(\omega) = [(I_2 + I_1)\omega^2 - c_2\ell_2\ell](-M\ell_2\omega^2 + c_1\ell) - [(I_2 + I_1)\omega^2 - c_1\ell_1\ell](M\ell_1\omega^2 - c_2\ell);$$

$$f_2(\omega) = [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_2\ell_2\ell](M\ell_2\omega^2 + c_1\ell) - [(I_2 - I_1)\omega^2 - c_1\ell_1\ell](M\ell_1\omega^2 - c_2\ell).$$

Выводы. Оценка настройки параметров опоры подшипников ротора представлена в виде критических угловых скоростей жесткого ротора в двух упругих опорах

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{R_1 \pm \sqrt{S_1^2 - 4M(I_1 - I_2)c_1c_2\ell^2}}{2M(I_1 - I_2)}},$$

где $R_1 = (c_1 + c_2)(I_1 - I_2) + M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2)$; $S_1 = (c_1 + c_2)(I_1 - I_2) - M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2)$
Критические угловые скорости обратной прецессии

$$\omega_{3,4} = \sqrt{\frac{R_2 \pm \sqrt{S_2^2 - 4M(I_1 + I_2)c_1c_2\ell^2}}{2M(I_1 + I_2)}},$$

где $R_2 = (c_1 + c_2)(I_1 + I_2) + M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2)$; $S_2 = (c_1 + c_2)(I_1 + I_2) - M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2)$

Для достаточно малых (квазиулевыми) значений c_1 и c_2 справедливы такие зависимости

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{R_1 \pm S_1}{2M(I_1 - I_2)}; \quad \omega_{3,4}^2 = \frac{R_2 \pm S_2}{2M(I_1 - I_2)}$$

или

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{(c_1 + c_2)(I_1 - I_2) + M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2) \pm (c_1 + c_2)(I_1 - I_2) - M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2)}{2M(I_1 - I_2)};$$

$$\omega_{3,4}^2 = \frac{(c_1 + c_2)(I_1 + I_2) + M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2) \pm (c_1 + c_2)(I_1 + I_2) - M(c_1\ell_1^2 + c_2\ell_2^2)}{2M(I_1 - I_2)};$$

$$\omega_1^2 = \frac{c_1 + c_2}{M}; \quad \omega_3^2 = \frac{(c_1 + c_2)(I_1 + I_2)}{M(I_1 - I_2)}; \quad \omega_2^2 = 0.$$

Список литературы: 1. Пат. 62934 Україна, МПК⁷F16F13/00, 15/02. Пасивна віброзахисна система з керованою квазиулевою жорсткістю / Гапонов В.С., Калінін П.М.; Заявник та патентовласник НТУ «ХПІ». № 99020889; заявл. 16.02.1999; опубл. 15.01.2004, Бюл. № 1. – 9 с.: іл. 2. Гапонов, В.С. Математическая модель упругой опоры с управляемой квазиулевою жесткостью для подшипников высокоскоростных роторных систем [Текст] / В.С. Гапонов, А.И. Наумов, Ю.А. Остапчук // Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 8. – С. 131-136. – ISSN 2078-774X. 3. Гапонов, В.С. Упругая опора подшипников ротора с управляемым изменением квазиулевою жесткости [Текст] / В.С. Гапонов, А.И. Наумов // Автомобиле- и тракторостроение. Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 33. – С. 68-73. 4. Кельзон, А.С. Расчет и конструирование роторных машин [Текст] / А.С. Кельзон, Ю.Н. Журавлев, Н.В. Январев. – Л.: Машиностроение, 1977. – 288 с.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 62-752.8(088.8)

Оценка настройки параметров опоры с управляемым изменением квазиулевою жесткости на величину критической угловой скорости жесткого ротора [Текст] / В.С. Гапонов, А.И. Наумов, Ю.А. Остапчук // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Энергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 128-133. – Бібліогр.: 4 назв. – ISSN 2078-774X.

Розглядається оцінка настройки параметрів опори з керованою зміною квазиулевою жорсткістю на величину критичної кутової швидкості твердого ротора.

Ключові слова: квазиулевова жорсткість, опора, ротор, настройка, параметр, рівняння руху, деформація.

The estimation of adjustment of parameters of a support with operated change of quasizero rigidity on size of critical angular speed of a rigid rotor is considered.

Keywords: quasizero, rigidity, a support, a rotor, adjustment, parameter, the equation of movement, deformation.

УДК 621.165 : 621.438

В.Н. ПУСТОВАЛОВ, канд. техн. наук; проф. НТУ «ХПИ»;
С.П. НАУМЕНКО, м.н.с. НТУ «ХПИ»

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИСКА ТУРБОМАШИНЫ ПРИ РАСХОДНОМ ТЕЧЕНИИ В УПЛОТНЕННОЙ ПРИДИСКОВОЙ ПОЛОСТИ

Экспериментальные данные Хейнса (Haynes С.М.) и Оуэна (Owen J.М.), представленные авторами в графическом виде, переобработаны и обобщены. Получено критериальное уравнение для определения коэффициента момента сопротивления вращающегося диска турбомашин при расходном течении среды в уплотнённой придисковой полости. Формула учитывает влияние пяти независимых переменных.

Ключевые слова: турбомашини, вращающийся диск, придисковая полость, расходное течение, коэффициент момента сопротивления.

Введение. Сведения по мощности трения среды о поверхность вращающихся дисков необходимы для определения потерь на трение при расчётах относительного внутреннего КПД ступеней турбомашин.

Настоящая статья продолжает наше обращение к данной задаче, начатое в работе [1].

Наиболее исследованным теоретически и экспериментально до настоящего времени был случай безрасходного обтекания диска, вращающегося в замкнутом объеме. В частности, одна из зависимостей, полученных в работе Дейли и Ниса [2], была рекомендована в [3] для определения потерь трения при расчёте относительного внутреннего КПД паротурбинной ступени.

Однако в придисковых полостях реально всегда имеют место расходные течения. Это – потоки пара, перетекающего через диафрагменные уплотнения в паровых турбинах, или – охлаждающего воздуха в газовых турбинах. При этом придисковые камеры уплотнены радиальными лабиринтовыми уплотнениями, которые в паровых турбинах уменьшают подсос пара в проточную часть, а в газовых – запирают придисковую полость от проникновения в неё горячих газов.

Подробное экспериментальное исследование влияния расходного течения среды на коэффициент момента сопротивления диска, вращающегося в уплотнённой полости, описано в работах [4, 5].

Авторы этих работ представляли результаты своих экспериментов в виде графических зависимостей коэффициента момента сопротивления $C_M = 4M/(\rho\omega^2R^2)$ от числа Рейнольдса $Re = \omega R^2/\nu$, коэффициента массового расхода $C_W = G/(\mu R)$, ширины зазора между диском и корпусом S и зазора между диском и гребнем осевого периферийного уплотнения S_0 . Здесь M – момент сопротивления диска, смачиваемого с одной стороны; ρ – плотность; ω – угловая скорость; R – радиус диска; ν и μ – кинематическая и динамическая вязкости; G – массовый расход. Схема рабочего участка опытного стенда и результаты экспериментов показаны на рис. 1–4.

Выбор именно таких чисел подобия для обобщения первичных замеров, по-видимому, был обусловлен желанием иметь в качестве независимых аргументов безразмерные комплексы, раздельно представляющие влияние на коэффициент момента трения фактора вращения – числа Re , и расхода – числа C_W . Однако обобщить результаты своих экспериментов единой зависимостью авторам не удалось.

© В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко, 2013

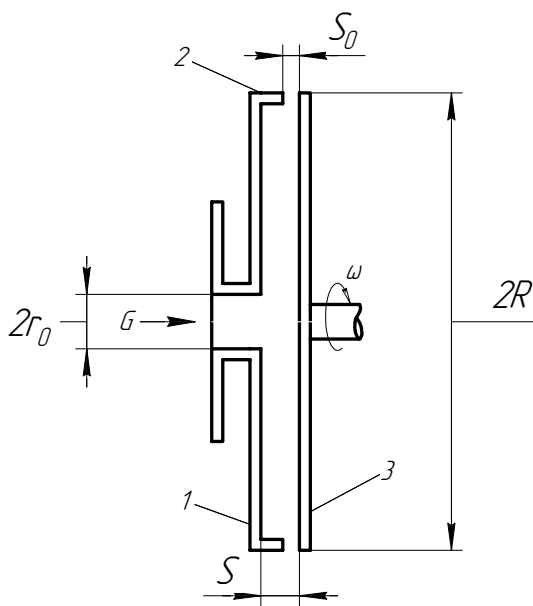


Рис. 1 – Модель диска, вращающегося вблизи статора с ободом: 1 – статор; 2 – обод; 3 – ротор

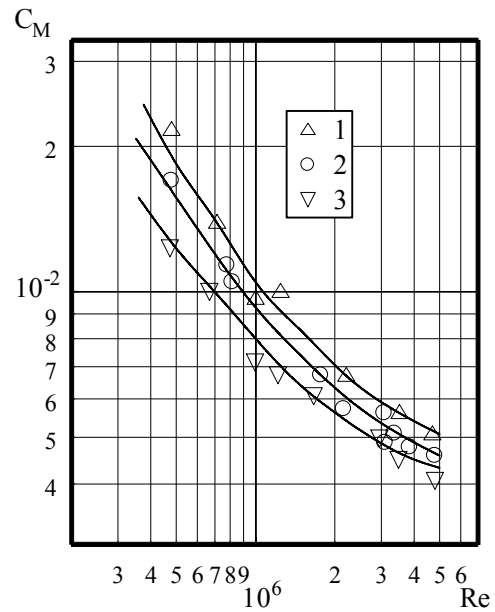


Рис. 2 – Зависимость коэффициента сопротивления от числа Re при $S/R = 0,06$ и $S_0/R = 0,0033$,
1 – $C_W = 7,5 \cdot 10^4$; 2 – $C_W = 4,8 \cdot 10^4$;
3 – $C_W = 3,1 \cdot 10^4$

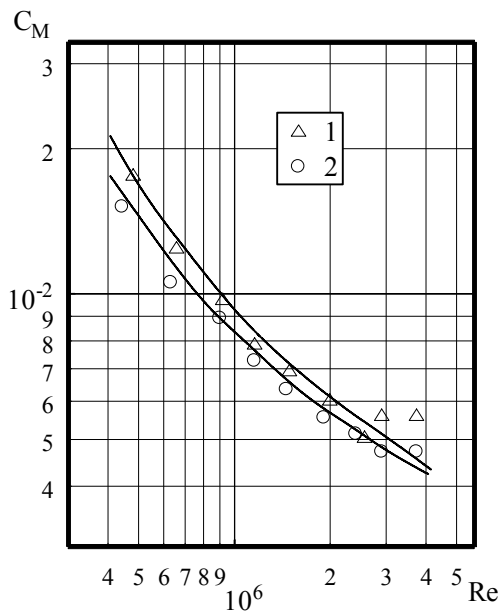


Рис. 3 – Зависимость коэффициента сопротивления от числа Re при $S/R = 0,06$ и $C_W = 4,7 \cdot 10^4$,
1 – $S_0/R = 0,0033$; 2 – $S_0/R = 0,0067$

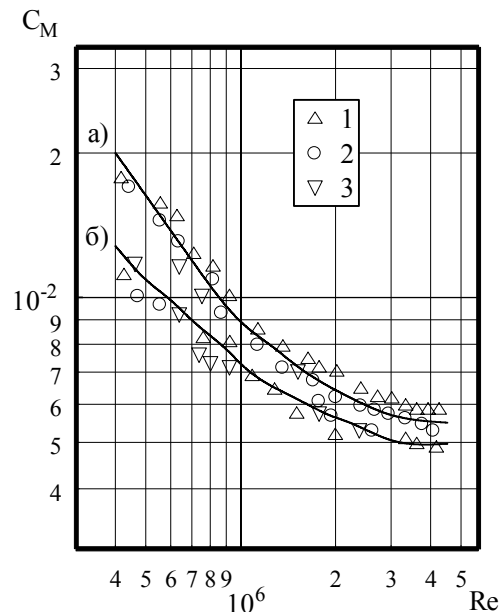


Рис. 4 – Зависимость коэффициента сопротивления от числа Re при $S_0/R = 0,0067$,
а – $C_W = 5,3 \cdot 10^4$; б – $C_W = 2,4 \cdot 10^6$;
1 – $S/R = 0,18$; 2 – $S/R = 0,12$; 3 – $S/R = 0,06$

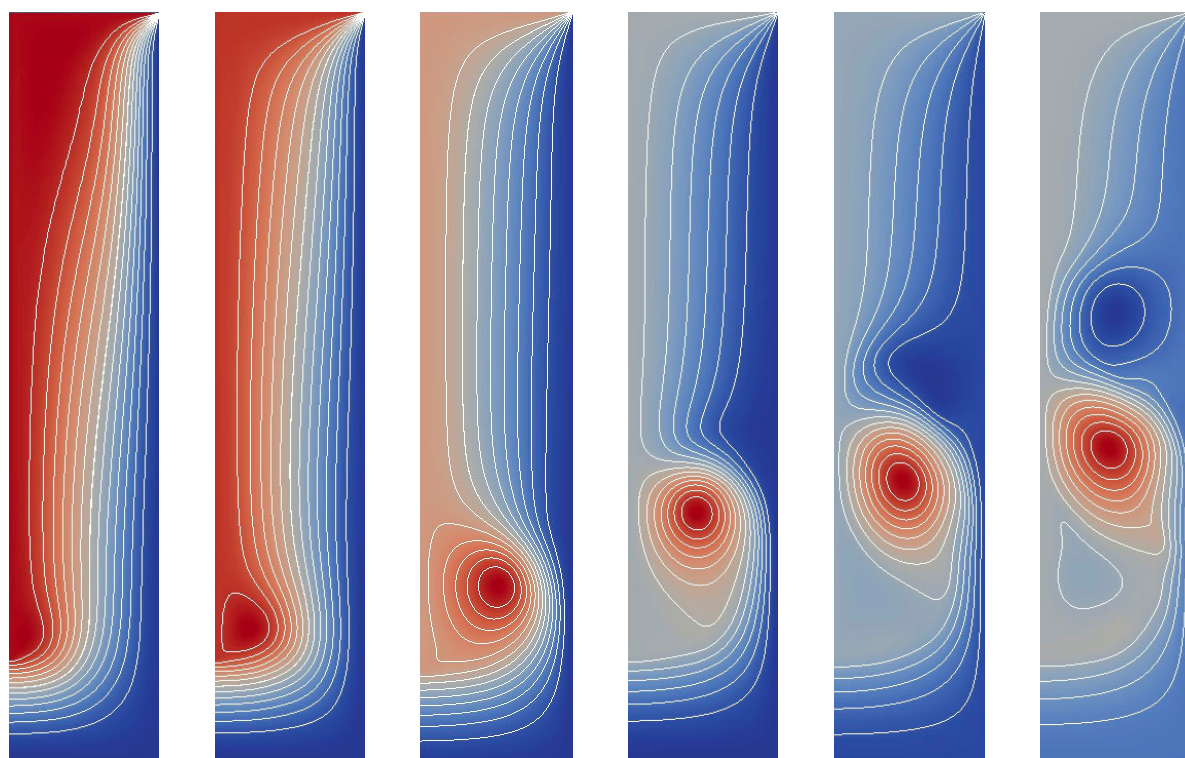
Цель исследования. Поставлена задача расчётного анализа особенностей данного течения, переобработки первичных экспериментальных результатов работ [4, 5] и получения обобщающей критериальной зависимости.

Материалы исследования. Для выяснения характера влияния взаимоотношения факторов расхода и вращения на картину течения среды в

уплотнённой придисковой полости проведено математическое моделирование этого потока. В качестве инструмента математического моделирования использовался программный комплекс *TDEP* [6], реализующий алгоритм *SIMPLE C*. Патанкара [7].

С целью проверки адекватности моделирования потоков среды во вращающихся системах с помощью программного комплекса *TDEP* первоначально была решена классическая задача расчёта коэффициента момента сопротивления для свободно вращающегося диска. Полученные результаты практически полностью совпали с известными теоретическими и экспериментальными данными [8].

Сложность корреляционных зависимостей между использованными в [4, 5] комплексами, отражённая в графиках рис. 2–4, а также разнообразие возможных картин линий тока рассматриваемого течения, полученная в результате математического моделирования и показанная на рис. 5, частично объясняет то, почему авторам работ [4, 5] не удалось получить зависимость, обобщающую их эксперименты. Однако причина, на наш взгляд, не только в этом.



Re/C_w = 0,0524 Re/C_w = 0,105 Re/C_w = 0,314 Re/C_w = 0,628 Re/C_w = 1,257 Re/C_w = 2,513

Рис. 5 – Качественные изменения картины линий тока в придисковой полости в зависимости от соотношения фактора вращения – Re и расхода – C_w

Руководящей физической идеей в нашем подходе было представление о том, что характер течения среды в придисковой полости определяется не только числом Рейнольдса Re, которое является мерой отношения даламберовых сил инерции к силам вязкости, но также и некоторой характеристикой воздействия на поток кориолисовых сил инерции, поскольку частицы среды движутся вблизи вращающегося диска, то есть в неинерциальной системе координат. Эту особенность потока число C_w не характеризовало.

Для учёта влияния кориолисовых сил инерции нами использовалось число

Россби [10], точнее его вариант, известный в отечественных публикациях, начиная с середины прошлого века, как кинематический фактор K_v . Число K_v было впервые введено в практику обобщения результатов теоретических и экспериментальных исследований придисковых течений В.М. Капиносом [9].

На основании указанных соображений при переобработке результатов экспериментов [5, 6] нами наряду с числом Рейнольдса вместо коэффициента массового расхода $C_W = G/(\mu R)$ использовался кинематический фактор $K_v = G/(2\pi\omega r_0^2 S)$, где r_0 – радиус подвода среды. Критерий K_v представляет собой отношение радиальной составляющей скорости потока на входе в зазор между диском и статором на начальном радиусе r_0 к окружной скорости диска на этом радиусе, что с другой стороны и является числом Россби.

Кроме того, вместо параметров S_0/R мы ввели коэффициент сужения S_0/S , который, на наш взгляд, является более представительной характеристикой рассматриваемого канала.

При обработке экспериментов использовался метод последовательного присоединения аргументов в степенную математическую модель (метод Брэндона). Алгоритм обработки подробно описан в работе [1].

Результаты исследования и выводы. В результате переобработки первичных экспериментальных данных работ [4, 5], представленных 101 вариантом различных сочетаний режимных и геометрических факторов, была получена обобщающая критериальная зависимость для определения коэффициента момента сопротивления вращающегося диска турбомашин при расходом течении среды в уплотнённой придисковой полости, учитывающая влияние пяти независимых переменных:

$$C_M = 0,134 \frac{\left(K_v \frac{S}{R}\right)^{0,33}}{\text{Re}^{0,2} \left(\frac{S_0}{S}\right)^{0,135}}$$

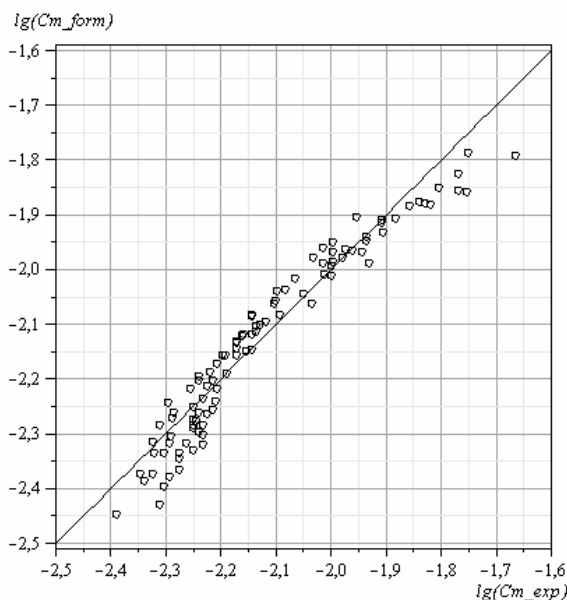


Рис. 6 – Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости в логарифмических координатах

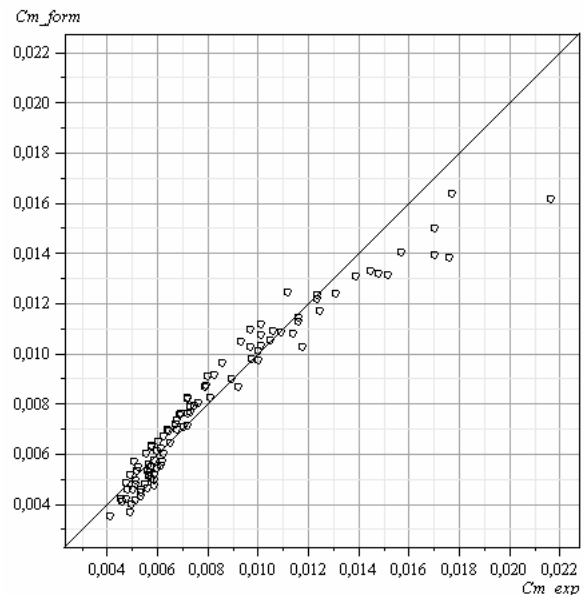


Рис. 7 – Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости

Вместе числового коэффициента 0,14 по работе [1] здесь предложен коэффициент 0,134, что соответствует минимальной погрешности аппроксимации. Приближённый учёт отношения R/r_0 рассматривается в работе [1].

Сопоставление экспериментальных данных с расчётами по аппроксимирующей зависимости приведено на графиках рис. 6 и 7 в логарифмических и натуральных координатах. На каждом из графиков проведена прямая с угловым коэффициентом $k = \operatorname{tg} 45^\circ$. При равенстве расчётных и экспериментальных значений C_M точки должны были бы лежать на этой прямой.

Среднее квадратичное отклонение опытных и расчётных точек составляет 9,97 %.

Для практических инженерных расчётов можно рекомендовать следующий приём: расчётные величины коэффициентов момента сопротивления в пределах от 0,005 до 0,013 можно использовать непосредственно, а в расчётные величины C_M , лежащие за этими пределами, руководствуясь графиком рис. 7, следует вносить соответствующие поправки.

Список литературы: 1. Капинос, В.М. Коэффициент момента сопротивления вращающегося диска при расходном течении в уплотнённой придисковой полости [Текст] / В.М. Капинос, В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко // Проблемы машиностроения. – 2005. – Т. 8, № 3. – С. 16-21. 2. Daily, J.W. Chamber dimension effects on induced flow and frictional resistance of enclosed rotating disks [Text] / J.W. Daily, R.C. Nece // Trans. of the ASME, J. of Basic Eng. – 1960. – Vol. 82. – P. 217-232. 3. Щегляев А.В. Паровые турбины [Текст] / А.В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 357 с. 4. Бейли. Гидродинамика системы с закрытым диском при течении охлаждающей среды от центра к периферии [Текст] / Бейли, Оуэн // Энергетические машины и установки. – 1970. – № 3. – С. 129-135. 5. Хейнес. Теплопередача системы с закрытым диском при радиальном течении охлаждающей среды [Текст] / Хейнес, Оуэн // Энергетические машины и установки. – 1975. – № 1. – С. 31-40. 6. Пустовалов, В.Н. Программный комплекс для решения эллиптических задач теплообмена и динамики жидкости [Текст] / В.Н. Пустовалов, В.П. Югов, С.П. Науменко // Энергетические и теплотехнические процессы и оборудование. Вестник НТУ «ХПИ». Сб. науч. трудов. – Х.: НТУ «ХПИ», 2006. – № 5. – С. 96-104. 7. Патанкар, С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости [Текст] / С. Патанкар. – М.: Энергоатомиздат, 1984. – 152 с. 8. Дорфман, А.А. Гидродинамическое сопротивление и теплоотдача вращающихся тел [Текст] / А.А. Дорфман. – М.: Физматгиз, 1960. – 260 с. 9. Капинос, В.М. Теплопередача дисков газовых турбин с воздушным охлаждением [Текст] / В.М. Капинос // Тр. Харьк. политехн. ин-та. – 1957. – XXIV. – Вып. 6. – С. 111-133. 10. Бэтчелор, Дж. Введение в динамику жидкости [Текст] / Дж. Бэтчелор. – М.: Мир, 1973. – 758 с.

Поступила в редколлегию 03.02.13

УДК 621.165 : 621.438

К определению момента сопротивления диска турбомашин при расходном течении в уплотнённой придисковой полости [Текст] / В.Н. Пустовалов, С.П. Науменко // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 134-138. – Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2078-774X.

Експериментальні дані Хейнса (Haynes С.М.) і Оуена (Owen J.М.), які подані авторами у графічному вигляді, переопрацьовані та узагальнені. Отримано критеріальне рівняння для визначення коефіцієнта моменту опору обертового диска турбомашини при витратному плинні середовища в ущільненій придисковій порожнині. Формула враховує вплив п'яти незалежних змінних.

Ключові слова: турбомашини, обертовий диск, білядискова порожнина, витратна течія, коефіцієнт моменту опору.

Haynes С.М. and Owen J.М. experimental data, submitted by the authors in a graphical form, were reprocessed and generalized. A criterion equation for the prediction of the frictional resistance of the shrouded turbomachine disk with a radial outflow was obtained. The formula takes into account the impact of the five independent variables.

Keywords: turbomachinery, rotating shrouded disk, radial outflow, frictional resistance.

УДК 621.224

А.В. БОНДАРЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;
А.М. ГРИШИН, ст. преп. НТУ «ХПИ»

НИЗКОЧАСТОТНЫЕ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ, ИНДУЦИРОВАННЫЕ ВИХРЕВЫМ ЖГУТОМ

Выполнен анализ процесса пульсаций давления в гидротурбинах, составлена классификация отдельных компонентов. Рассмотрена физическая модель возникновения и движения вихревого жгута в отсасывающей трубе гидротурбины. Приведены результаты экспериментальных исследований полей давления за рабочим колесом модельной гидротурбины и зависимости частоты жгутовых пульсаций давления от приведенного расхода.

Ключевые слова: гидротурбина, циркуляция потока, пульсации давления, вихревой жгут, отсасывающая труба.

Введение. Пульсации давления в проточной части гидротурбин возникают в результате колебания абсолютной скорости в рассматриваемой точке. Эти колебания вызываются различными источниками:

- турбулентными пульсациями скорости при обтекании элементов проточной части;
- вращением неравномерного поля скоростей, создаваемого рабочим колесом;
- взаимодействием решетки рабочего колеса с неравномерным полем скоростей, создаваемым спиральной камерой, колоннами статора и направляющим аппаратом;
- вращением вихревого жгута;
- колебанием расхода через проточную часть при режимах с форсированной мощностью.

В связи с этим, из общего спектра пульсаций давления можно выделить отдельные компоненты, с частотами пропорциональными и не пропорциональными частоте вращения рабочего колеса.

К первым, по нарастанию частот, относятся: оборотные пульсации давления с частотой $f_{об} = n_1/60$; лопастные с частотой $f_{л} = n_1 \cdot z_1/60$; лопаточные с частотой $f_{лоп} = n_1 \cdot z_0/60$ и лопаточно-лопастные с частотой $f_{л-л} = n_1 \cdot z_0 \cdot z_1/60$ и кратные перечисленным. В этих выражениях n_1 – частота вращения рабочего колеса, $мин^{-1}$, z_1 и z_0 – соответственно число лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата.

Ко вторым, относятся турбулентные пульсации давления, вызванные движением вихрей различных масштабов, возникающих при обтекании элементов проточной части; жгутовые, вызванные движением вихревого жгута, и синфазные, вызванные колебанием расхода воды через турбину.

Анализ публикаций. Многолетний международный и отечественный опыт эксплуатации жестколопастных гидротурбин показал, что одной из наиболее распространенных причин поломки оборудования или снижения его долговечности являются жгутовые пульсации давления. Изучение явления образования вихревых жгутов в отсасывающих трубах гидротурбин и разработка мероприятий по снижению уровня жгутовых пульсаций и в настоящее время остается актуальной задачей.

В литературе [1] для описания частоты жгутовых пульсаций встречается выра-

ження $f_{ж} = n_1 / (60 \cdot k)$, где k – коэффициент Рейнганса, показывающий во сколько раз частота вращения жгута отличается от частоты вращения рабочего колеса, в среднем этот коэффициент принимается равным трем. Таким образом, жгутовые пульсации давления причисляют к пропорциональным частоте вращения рабочего колеса. Мы не согласны с такой трактовкой, так как угловая частота вращения жгута изменяется в широких пределах по величине и по знаку и не может быть описана с помощью коэффициента пропорциональности k , тем более, что вихревой жгут наблюдается при проливах воды через проточную часть с остановленным рабочим колесом или даже с его отсутствием.

Цель исследования – изучение влияния режима работы гидротурбины на параметры вихревого жгута. Направление вращения жгута зависит от знака его циркуляции. При положительной циркуляции жгут вращается в сторону вращения рабочего колеса, а при отрицательной – в противоположном направлении. Частота вращения жгута зависит от его геометрии (эксцентриситета, угла подъема винтовой линии) и взаимодействия с невозмущенным окружающим потоком в отсасывающей трубе. Невозмущенным будем называть поток, оставшийся после выделения из общего потока за рабочим колесом потока индуцируемого вихревым жгутом.

Основная часть. В сечении за лопастями рабочего колеса поток является двухсвязным, поскольку ограничен двумя контурами, внешним – отсасывающей трубой и внутренним – обтекателем. Если циркуляция по внутреннему контуру равна нулю, то, при движении вдоль оси турбины, внутренний контур стягивается в точку и поток становится односвязным. Если циркуляция по внутреннему контуру отлична от нуля, он не может стянуться в точку из-за возрастания окружной составляющей потока по закону $V_u \cdot r = \text{const}$, поэтому поток остается двухсвязным на всем протяжении отсасывающей трубы. Внутренней границей такого потока является ядро возникшего вихревого жгута с циркуляцией равной циркуляции у корневых сечений лопасти. В ядре жгута поток вихревой с распределением $\frac{V_u}{r} = \text{const}$, а за его пределами вихрь дополняет невозмущенный поток потенциальным потоком с распределением $V_u \cdot r = \text{const}$.

Из эпюры момента скорости за рабочим колесом рис. 1 легко выделить момент скорости, создаваемый жгутом, тогда оставшаяся часть эпюры характеризует невозмущенный поток, окружающий вихрь (несогласованности окончания). Поскольку

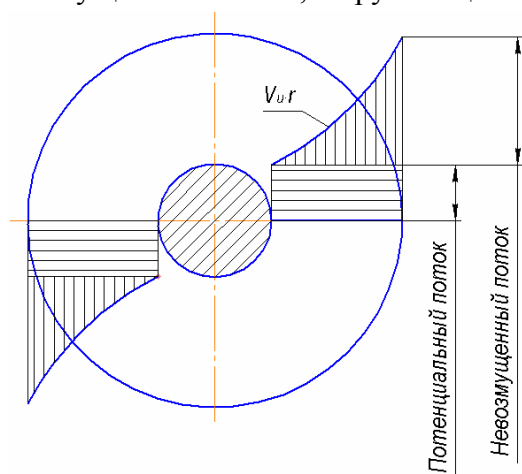


Рис. 1 – Эпюра изменения момента скорости за рабочим колесом

вихрю принадлежат одни и те же частицы жидкости, он ведет себя как инородное тело. При потере устойчивости он попадает в зону невозмущенного потока и обтекает им. По правилам обтекания твердых тел с циркуляцией на каждый элемент вихря будет действовать подъемная сила, при совпадении знака циркуляции вихря и невозмущенного потока направленная к периферии, а при несовпадении к оси гидротурбины. Эти силы вносят вклад в баланс сил, участвующих в формировании жгута, поэтому при равных по величине, но

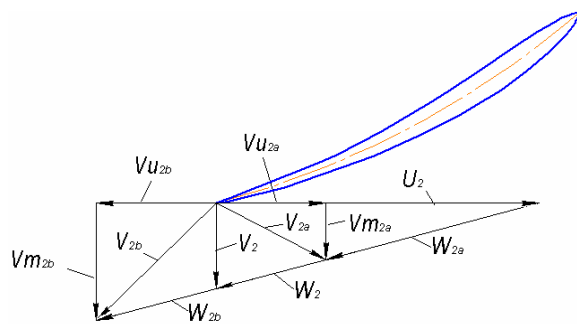


Рис. 2 – Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса

противоположных по знаку циркуляций вихря его эксцентриситет больше в случае совпадения циркуляций вихря и окружающего потока.

Поток у корневых сечений за вращающимся рабочим колесом можно представить в виде векторной диаграммы, приведенной на рис. 2.

Обозначим компоненты скорости на выходе из корневых сечений рабочего колеса на оптимальном режиме как:

U_2 – переносная скорость; W_2 – относительная скорость; V_2 – абсолютная скорость.

На этом режиме за рабочим колесом нет закрутки, поэтому абсолютная скорость V_2 не имеет проекции на направление вращения и одновременно является меридианной V_{m2a} составляющей потока. В поле универсальной характеристики можно провести линию, отвечающую бесциркуляционному выходу потока из решетки корневых профилей рабочего колеса. Как правило, эта линия проходит через оптимум из левой нижней зоны универсальной характеристики (точнее из ее начала координат) в правую верхнюю зону.

Режимы, лежащие на линии нулевой циркуляции, характеризуются отсутствием вихревого жгута. Поток за рабочим колесом при этом может быть безвихревым или иметь вихревую структуру с положительным градиентом циркуляции от нуля на оси гидротурбины до некоторой, отличной от нуля, на периферии. Указанное распределение циркуляции зависит от геометрии решеток профилей (в первую очередь от перекрутки лопасти).

При изменении режима в сторону меньших или больших расходов поток в корневом сечении за рабочим колесом обретает положительную V_{u2a} или отрицательную V_{u2b} закрутку. Именно эта закрутка определяет циркуляцию вихревого жгута.

Уменьшение расхода приводит к увеличению положительной циркуляции вихревого жгута, увеличению эксцентриситета и уровня пульсаций давления. Одновременно происходит увеличение диаметра ядра, что затем, в свою очередь, приводит к уменьшению эксцентриситета за счет вытеснения вихрем области расходного невозмущенного потока. Максимальные эксцентриситет вихревого жгута и пульсации давления наблюдаются на режимах частичной (40–60 %) нагрузки. Минимальный, а точнее равный нулю эксцентриситет возможен при условном режиме, когда рабочее колесо вращается без расхода воды через турбину. В этом случае скорости V_{u2a} во всех сечениях станут равными U_2 и, таким образом, вся вода за рабочим колесом будет вращаться как твердое тело, то есть ядро вихря займет все пространство под рабочим колесом. При этом циркуляция вихря (по контуру, охватывающему все сечение отсасывающей трубы) будет максимальной, а пульсации давления будут равными нулю, в силу отсутствия эксцентриситета.

Увеличение расхода воды через турбину, за оптимальным режимом, вызывает появление отрицательной закрутки потока V_{u2b} (см. рис. 2). Образовавшийся при этом вихревой жгут имеет отрицательную циркуляцию и вращается в сторону, противоположную вращению рабочего колеса. При отмеченных режимах циркуляция на выходе также увеличивается с увеличением расхода и также наблюдается рост ядра жгута, хотя и менее интенсивный, чем при режимах с частичными нагрузками.

Вращаясь вокруг оси турбины, вихревой жгут, при наличии эксцентриситета, индуцирует на стенках отсасывающей трубы переменные во времени скорости. Двойной относительный размах пульсаций давления за один оборот жгута при этом равен разности динамических напоров, вычисленных по максимальной и минимальной абсолютной скорости:

$$\frac{2A}{H} \% = \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2 \cdot g \cdot H} \cdot 100, \quad (1)$$

где V_{\max} и V_{\min} соответственно наибольшая и наименьшая абсолютные скорости за один период колебаний, H – действующий напор. Для определения указанных скоростей необходимо знать циркуляцию вихревого жгута, его эксцентриситет, а также компоненты невозмущенного окружающего потока $V_{u_{\text{н}}}$ и $V_{z_{\text{н}}}$ на стенке отсасывающей трубы, где определяются пульсации давления. При допущении, что рассматриваемый элемент жгута соосный с осью турбины, наибольшие и наименьшие окружные скорости, индуцированные на стенке цилиндрической трубы, составят:

$$V_{u_{\max}} = \frac{\Gamma}{2\pi \cdot (R_{\text{тр}} - e)}; \quad (2)$$

$$V_{u_{\min}} = \frac{\Gamma}{2\pi(R_{\text{тр}} + e)}, \quad (3)$$

где Γ – циркуляция потока у корневых сечений рабочего колеса; $R_{\text{тр}}$ и e , соответственно радиус трубы, и эксцентриситет вихревого жгута.

Искомые абсолютные скорости определяем как:

$$V_{\max} = \sqrt{(V_{u_{\text{н}}} + V_{u_{\max}})^2 + V_{z_{\text{н}}}^2}; \quad (4)$$

$$V_{\min} = \sqrt{(V_{u_{\text{н}}} + V_{u_{\min}})^2 + V_{z_{\text{н}}}^2}. \quad (5)$$

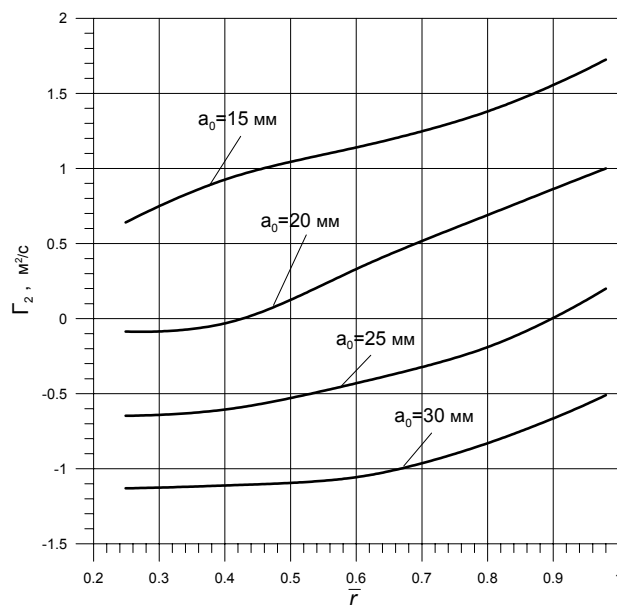


Рис. 3 – Циркуляция потока за рабочим колесом модельной гидротурбины РО-170

Экспериментальные исследования [2] показали, что циркуляция потока у корневых сечений жестколопастных гидротурбин изменяется от положительных значений при расходах меньших оптимальных до отрицательных значений при расходах больших оптимальных. При этом наблюдается положительный градиент циркуляции вдоль размаха лопасти рабочего колеса.

Аналогичные результаты получены нами при испытании модельной гидротурбины РО-170 рис. 3. Во время этих испытаний нами измерялись поля давлений в сечении нормальном оси турбины на расстоянии $0,3D_1$ от нижнего кольца

направляющего аппарата с помощью специального датчика-зонда и специальной разработанной методики. Методика позволяет получить поля давлений, из анализа которых можно безошибочно получать величину эксцентриситета вихревого жгута. Результаты этих измерений для трех открытий направляющего аппарата при $n_1' = 63 \text{ мин}^{-1}$ приведены на рис. 4. Из рассмотрения полей давления при $a_0 = 15 \text{ мм}$ и $a_0 = 30 \text{ мм}$ совместно с графиками на рис. 3, становится очевидным, что при отрицательном и большем значении циркуляции вихревого жгута его эксцентриситет меньше чем при положительном значении, о чем было сказано выше при рассмотрении подъемной силы, действующей на элементы жгута.

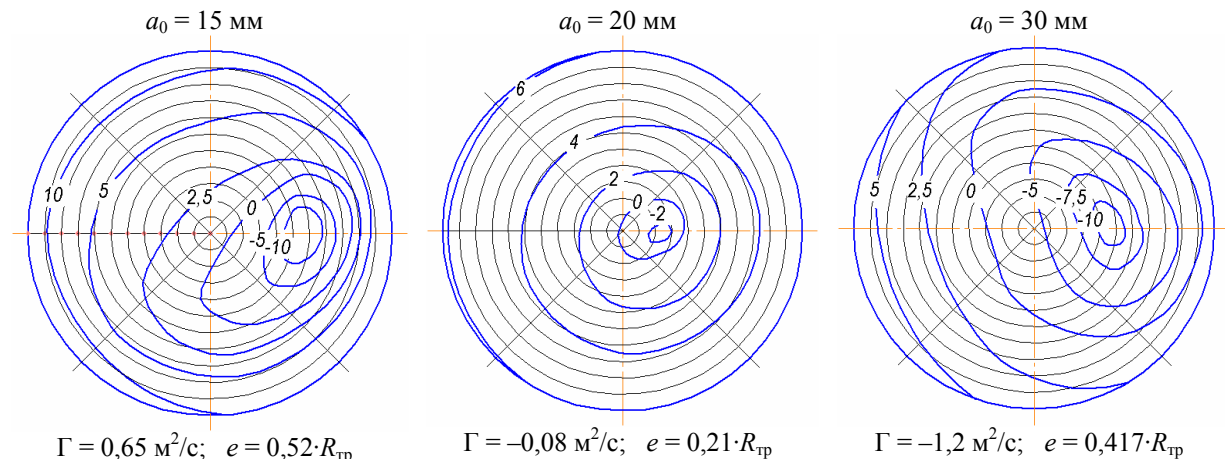


Рис. 4 – Поля давлений (м вод. ст.) в отсасывающей трубе модельной гидротурбины РО-170, индуцируемые вихревым жгутом

Для фиксированных режимов, соответствующих полям давлений, изображенным на рис. 4 частота жгутовых пульсаций составляет: при $a_0 = 15 \text{ мм}$ – 3,08 Гц; при $a_0 = 20 \text{ мм}$ – 33,3 Гц; при $a_0 = 30 \text{ мм}$ – 8,17. Пульсации давления на отмеченных режимах составляют соответственно 18 %, 1,6 % и 11 % от величины напора.

При исследовании потока с помощью датчика-зонда, перемещавшегося горизонтально под рабочим колесом, удалось измерить частоту вращения жгута в широком диапазоне режимов, включая режимы близкие к оптимальным с низким уровнем пульсаций давления, когда при измерении датчиками, установленными на стенке отсасывающей трубы, сигнал от жгута не удавалось регистрировать.

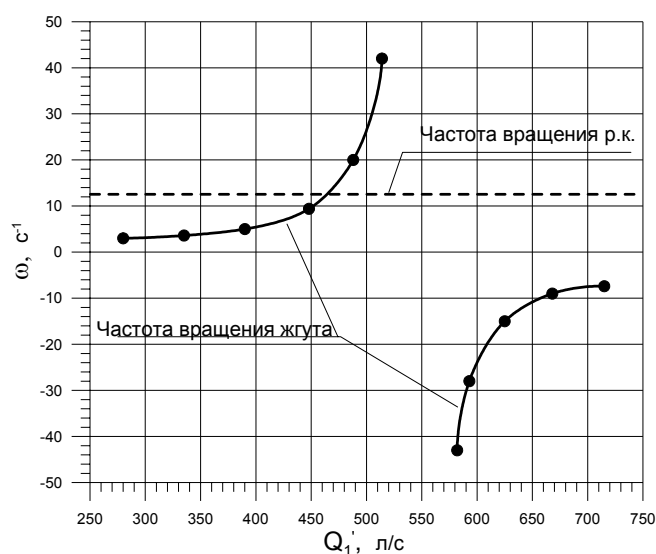


Рис. 5 – Частота вращения вихревого жгута в отсасывающей трубе модельной гидротурбины РО-170 при $n_1' = 63 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 5 приведены результаты измерения частоты вращения жгута при изменении расхода. На нем заметна тенденция к увеличению частоты при приближении к оптимальному режиму, что связано с уменьшением эксцентриситета и циркуляции жгута.

Выводы:

- циркуляция вихревого жгута определяется закруткой потока у корневых сечений лопасти рабочего колеса;
- эксцентриситет жгута равен нулю при $Q'_1 = 0$ м³/с, стремится к нулю совместно с циркуляцией при $Q'_1 = Q'_{\text{опт}}$, имеет максимум при режимах частичной (40–60 %) нагрузки, увеличивается при увеличении расхода выше оптимального, однако менее интенсивно, чем при уменьшении расхода ниже оптимального до частичных нагрузок;
- частота жгутовых пульсаций давления увеличивается при приближении к оптимальным режимам с одновременным уменьшением их амплитуды.

Список литературы: 1. Владиславлев, Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций [Текст] / Л.А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 176 с. 2. Этинберг, И.Э. Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отделение), 1978. – 280 с.

Поступила в редколлегию 14.02.13

УДК 621.224

Низкочастотные пульсации давления в гидротурбинах, индуцированные вихревым жгутом [Текст] / А.В. Бондаренко, А.М. Гришин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 139-144. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано аналіз процесу пульсацій тиску в гідротурбінах, складена класифікація окремих компонентів. Розглянута фізична модель виникнення вихревого джгута у відсмоктуючій трубі гідротурбіни. Наведені результати експериментальних досліджень полів тиску за робочим колесом гідротурбіни й залежності частоти джгутових пульсацій тиску від приведених витрат.

Ключові слова: гідротурбіна, циркуляція потоку, пульсації тиску, вихровий джгут, відсмоктуюча труба.

The analysis of pressure pulsations process in hydraulic turbines and classification of their some components is made. The physical model of vortex rope formation and movement in a hydraulic turbine draft tube is considered. The experimental studies results of pressure pulsations fields behind the model water wheel and dependence of vortex pressure pulsations frequency are given.

Keywords: hydraulic turbine, stream circulation, pressure pulsations, vortex rope, draft tube.

УДК 621.564; 621.577

А.В. ШЕРСТЮК, аспирант НТУ «ХПИ»;

Д.Х. ХАРЛАМПИДИ, канд. техн. наук; с.н.с. ИПМаш НАН України, Харків;

В.А. ТАРАСОВА, канд. техн. наук; н.с. ИПМаш НАН України, Харків

МОДЕРНИЗАЦИЯ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ НА ОСНОВЕ ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКОГО ПОДХОДА

Предложена методика структурно-вариантной термоэкономической оптимизации холодильной машины. Рассмотрены вопросы выбора экономического типа испарителя для действующей установки при ее модернизации.

Ключевые слова: термоэкономика, эксергия, холодильная машина, коэффициент структурных связей, оптимизация.

Введение. В условиях длительной эксплуатации холодильной машины (ХМ) происходит естественный износ её оборудования, приводящий к снижению энергетической эффективности ХМ. Причинами этого является множество факторов, таких как отложение солей жесткости на поверхности теплообменников, увеличение гидравлических сопротивлений в результате износа деталей элементов ХМ и деформации соединительных трубопроводов, замасливание и засорение внутритрубной поверхности теплообменного оборудования и ряд других причин. Единственно возможным способом для повышения эффективности установки остается только ее модернизация, заключающаяся в замене отдельных элементов схемы.

Комплексно оценить экономическую целесообразность возможных вариантов замены оборудования при модернизации ХМ с позиции стоимости выработанного холода можно с помощью термоэкономического подхода [1]. При указанном подходе анализируется изменение технико-экономических показателей установки совместно с показателями термодинамической эффективности и оценивается вклад каждой необратимости в стоимость конечного продукта.

Анализ основных достижений и литературы. Термоэкономический подход к анализу и оптимизации ХМ нашел отражение в работах В.В. Оносовского [2]. Среди работ зарубежных авторов можно выделить работы *G. Wall* [3]. Для описания взаимосвязей между термодинамическими и экономическими параметрами в элементах используются множители Лагранжа. В предложенных термоэкономических моделях принято допущение о независимости друг от друга минимальных температурных напоров в испарителе и конденсаторе ХМ, что допустимо только в предпроектном анализе.

В более поздних работах [4, 5] получила развитие методика структурно-вариантной термоэкономической оптимизации энергопреобразующих систем, которая позволяет учесть комплексную взаимосвязь термодинамических, гидравлических и теплообменных процессов в элементах схемы совместно с технико-экономическими показателями установки. Методика является универсальной и может быть адаптирована к любой схеме термотрансформатора, поскольку основана на вычислении коэффициентов структурных связей, которые, как известно, обладают свойством инвариантности для заданной технологической схемы.

Цель исследования. Целью настоящей работы является определение минимума приведенных затрат на реконструкцию действующей ХМ при возможных вариантах

© А.В. Шерстюк, Д.Х. Харлампиди, В.А. Тарасова, 2013

замены ее неэффективного оборудования.

Методика термoeкономической оптимизации термотрансформаторов. В работах [6, 7] нами была предложена методика расчета термoгидравлических режимов ХМ. Для реализации поставленной цели она была дополнена блоком расчета экономических показателей установки. Ниже приведены основные уравнения методики.

Эксергетический баланс всей системы может быть записан как [4, 5]

$$E_D^{cym}(x_i) = E_{bx}(x_i) - E_{вых}, \quad (1)$$

где x_i – варьируемый параметр элемента; E_D^{cym} – суммарные эксергетические потери системы; E_{bx} – первичный поток эксергии, входящий в систему.

Стоимость эксплуатации системы приведенная к каждому году [4]

$$\Xi_{уст}(x_i) = \tau_{экс} \cdot c_{эл} E_{bx}(x_i) + a \sum_{k=1}^n Z_k(x_i) + b, \quad (2)$$

где $c_{эл}$ – удельная стоимость входящего в систему первичного потока (привода компрессора), грн/(кВт·ч); a – коэффициент амортизации (при сроке эксплуатации 10 лет $a = 0,1$); b – стоимость технического обслуживания, которая не влияет на оптимизацию; Z_k – капитальная стоимость k -го компонента системы состоящей из n компонентов; $\tau_{экс}$ – время эксплуатации установки в году.

Дифференцируя по x_i уравнения (1) и (2), учитывая, что $\frac{\partial E_{bx}}{\partial x_i} = \frac{\partial E_D^{cym}}{\partial x_i}$, получим

выражение следующего вида

$$\frac{\partial \Xi_{уст}}{\partial x_i} = \tau_{экс} \cdot c_{k,i} \frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i} + a \frac{\partial Z_k}{\partial x_i}, \quad (3)$$

где E_{Dk} – эксергетические потери в элементе схемы; $c_{k,i}$ – удельная стоимость локальной эксергетической потери, которая определяется как

$$c_{k,i} = c_{эл} \pi_{k,i} + \frac{a}{\tau_{экс}} \zeta_{k,i}; \quad (4)$$

$\pi_{k,i}$ – коэффициент структурных связей $\pi_{k,i} = \left(\frac{\partial E_D^{cym}}{\partial x_i} \right) / \left(\frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i} \right)$; $\zeta_{k,i}$ – коэффициент капитальной стоимости, определяемый как

$$\zeta_{k,i} = \sum_{l=1}^m \left(\frac{\partial Z_l}{\partial E_{Dk}} \right)_{x_i = \text{var}_{l \neq k}}, \quad (5)$$

где $l \neq k$. Индекс l относится к другим элементам системы, за исключением того элемента, который оптимизируется. Коэффициентом $\zeta_{k,i}$ можно пренебречь, если

изменение варьируемого параметра x_i не оказывает влияние на изменение капитальной стоимости остальных элементов установки.

В уравнении (3) величина $\frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i}$ устанавливает влияние варьируемого параметра

в процессе на потери от необратимости в элементе системы, а величина $\frac{\partial Z_k}{\partial x_i}$ учитывает влияние изменения параметра x_i на стоимость элемента.

Приравнявая к нулю уравнение (3) определим эксергетические потери в установке, соответствующие минимуму приведенных затрат Ξ

$$\left(\frac{\partial E_{Dk}}{\partial x_i} \right)_{\text{опт}} = - \frac{a}{\tau_{\text{экс}} c_{k,i}} \cdot \left(\frac{\partial Z_k}{\partial x_i} \right). \quad (6)$$

Для термоэкономической оптимизации ХМ перепишем уравнение (6) в виде следующих параметров

$$f_1 = \tau_{\text{экс}} c_{k,i} \left(\frac{E_{Dk(x_{i+1})} - E_{Dk(x_i)}}{\Delta x_i} \right), \quad f_2 = -a \left(\frac{Z_{k(x_{i+1})} - Z_{k(x_i)}}{\Delta x_i} \right), \quad (7)$$

Если выполняется условие $f \cong f_1 - f_2 = 0$, то данное соотношение капитальных затрат и стоимости деструкции эксергии является оптимальным для ХМ.

Выбор экономичного типа испарителя для действующей установки. С помощью предложенной методики термоэкономической оптимизации ХМ рассмотрен вопрос выбора испарителя для действующей водоохлаждающей машины при ее модернизации. Номинальная холодопроизводительность $Q_0 = 15,9$ кВт. Потребляемая мощность компрессора $N_{\text{км}} = 4,59$ кВт. Установка включает в себя пластинчатый испаритель, ребристый конденсатор с воздушным охлаждением (площадь поверхности 64 м^2), поршневой компрессор (объем цилиндра 100 см^3 ; число оборотов $48,3 \text{ с}^{-1}$). Хладагент R22. Расход воздуха через конденсатор 2 кг/с , расход воды через испаритель $0,9 \text{ кг/с}$. Температура хладоносителя на входе в испаритель равна $12 \text{ }^\circ\text{C}$. Температура охлаждающего конденсатор воздуха $30 \text{ }^\circ\text{C}$.

Необходимость замены испарителя возникла вследствие отложения солей жесткости на поверхности испарителя после 20000 часов ее эксплуатации. Следует отметить, что испаритель, равно как и конденсатор, нельзя рассматривать изолированно от всей холодильной машины. Изменение интенсивности теплопередачи при постоянной температуре хладоносителя на входе приводит к изменению температурного режима работы компрессора и, соответственно, его потребляемой мощности на единицу выработанного холода. Таким образом, выбор экономичного типа испарителя путем «слепого» перебора возможных вариантов делает эту задачу достаточно трудоемкой, поскольку накладывает дополнительные ограничения, связанные с изменением параметров другого оборудования. Структурно-вариантный подход позволяет значительно сократить поиск наилучших конструктивных решений оборудования за счет совместного расчета термодинамических и экономических показателей.

Применительно к задаче поиска экономичного типа испарителя в качестве варьируемого параметра x_i нами выбран коэффициент теплотехнической

эффективности $\bar{\eta}_{исп} = 1 - \exp(-NTU)$. Это позволило при оптимизации воспользоваться функцией капитальной стоимости в зависимости от его эффективности [3]

$$Z_{исп} = k_{исп} m_s \sqrt{\frac{\bar{\eta}_{исп}}{1 - \bar{\eta}_{исп}}}, \quad (8)$$

где $k_{исп}$ – стоимость единицы массового потока хладоносителя, грн/(кг/с); m_s – массовый расход хладоносителя, (кг/с).

Результаты исследования. В табл. приведены расчетные характеристики модернизируемой ХМ при изменении коэффициента теплотехнической эффективности испарителя. Расчет произведен по методикам [6, 7].

Таблица

Расчетные характеристики ХМ при изменении $\eta_{исп}$

$\bar{\eta}_{исп}$	0,44	0,36	0,28	0,22	0,178
Q_0 , кВт	15,92	14,98	13,9	12,84	11,82
$N_{км}$, кВт	4,59	4,5	4,41	4,32	4,27
$E_D^{сум}$, кВт	3,091	3,103	3,143	3,168	3,229
$E_{Dисп}$, кВт	0,481	0,556	0,643	0,713	0,766
$Z_{исп}$, грн	4270	3540	2960	2540	2227

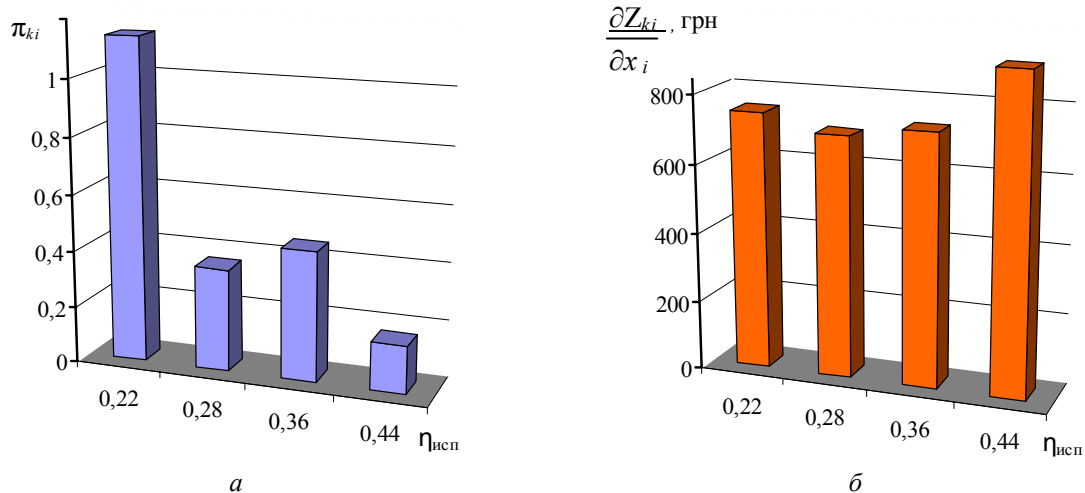


Рис. 1 – Анализ термoeкономических показателей чувствительности структурной схемы ХМ при варьировании $\bar{\eta}_{исп}$:

а – коэффициент структурных связей; *б* – изменение капитальных затрат испарителя

На рис. 1 представлено изменение коэффициента структурных связей $\pi_{k,i}$ и величины капитальных затрат при варьировании теплотехнической эффективностью испарителя.

При высокой эффективности испарителя $\bar{\eta}_{исп} = 0,44$ жесткость структурных связей в схеме ХМ высока ($\pi_{k,i} = 0,18$), в этом случае имеет место меньшее влияние деструкции эксерии в испарителе на суммарную деструкцию эксерии в ХМ (рис. 1а). С

термодинамических позиций этот вариант безусловно предпочтителен, однако по капитальным затратам он является наиболее затратным (рис. 1б).

Для возможных сроков эксплуатации $\tau_{\text{экс}}$ модернизируемой ХМ и стоимости электроэнергии c_3 определены оптимальные значения $\eta_{\text{исп}}$ (рис. 2). Точка пересечения кривых f_1 и f_2 характеризует минимум приведенных затрат на реконструкцию ХМ.

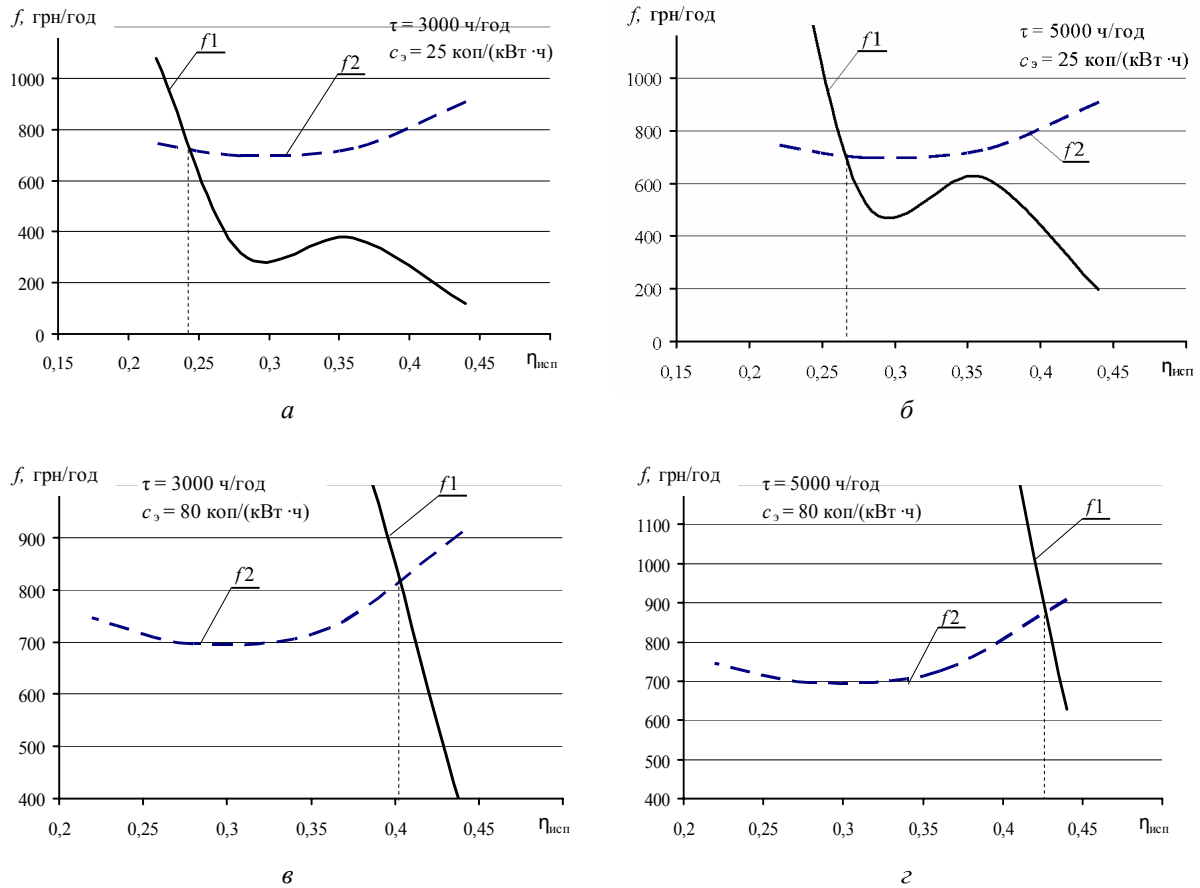


Рис. 2 – Оптимальные значения теплотехнической эффективности испарителя при:
 а – время эксплуатации в году $\tau_{\text{экс}} = 3000$ ч и $c_3 = 25$ коп/(кВт·ч); б – $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 25$ коп/(кВт·ч);
 в – время эксплуатации в году $\tau_{\text{экс}} = 3000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч); г – $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч)

Как видно из рис. 2 при дешевой электроэнергии минимум приведенных затрат смещается в сторону более низкой эффективности. Это объясняется тем, что капитальные затраты в этом случае будут преобладать над эксплуатационными. При повышении цены на электроэнергию стоимость эксеретических потерь становится определяющей, что обуславливает выбор более эффективного и дорогого испарителя.

Выводы. По результатам структурно-вариантной термоэкономической оптимизации НПП «Холод» была произведена модернизация водоохлаждающей ХМ на базе компрессора *Copeland*. Для условий эксплуатации $\tau_{\text{экс}} = 5000$ ч и $c_3 = 80$ коп/(кВт·ч) был выбран пластинчатый испаритель с площадью теплообменной поверхности $2,03 \text{ м}^2$, коэффициент теплопередачи $7000 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, число единиц теплопереноса $NTU = 0,563$.

Список литературы: 1. Бродянский, В.М. Эксергетический метод и его приложения [Текст] / В.М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с. 2. Оносовский, В.В. Выбор оптимального режима работы холодильных машин и установок с использованием метода термoeкономического анализа [Текст] / В.В. Оносовский, А.А. Крайнев // Холодильная техника. – 1978. – № 5. – С. 15-20. 3. Wall, G. Optimization of Refrigeration Machinery [Text] // International Journal of Refrigeration. – 1991. – Vol. 14. – P. 336-340. 4. Seyyedi, S.M. A New Approach for Optimization of Thermal Power Based on Exergoeconomic Analysis and Structural Optimization Method: Application to the CGAM Problem [Text] / S.M. Seyyedy, H. Ajam, S. Farahat // Energy Conversion and Management. – 2010. – № 51. – P. 2202-2211. – ISSN 0196-8904. 5. D'Accadia, M.D. Thermoeconomic Optimization of Refrigeration Plant [Text] / M.D. D'Accadia, F. De Rossi // Int. Journal of Refrigeration. – 1998. – № 21. – P. 42-54. 6. Харлампи́ди, Д.Х. Расчет реверсивного кондиционера-теплового насоса при переводе его на альтернативные хладагенты [Текст] / Д.Х. Харлампи́ди, Э.Г. Братута, А.В. Шерстюк // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2012. – № 3. – С. 78-83. – ISSN 2078-5364. 7. Харлампи́ди, Д.Х. Структурный термодинамический анализ парокompрессорной холодильной машины [Текст] / Д.Х. Харлампи́ди, В.А. Тарасова // Технические газы. – 2012. – № 5. – С. 57-66. – ISSN 1682-0355.

Поступила в редакцию 15.01.13

УДК 621.564; 621.577

Модернизация холодильной машины на основе термoeкономического подхода [Текст] / А.В. Шерстюк, Д.Х. Харлампи́ди, В.А. Тарасова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 145-150. – Бібліогр.: 7 назв. – ISSN 2078-774X.

Запропоновано методику структурно-варіантної термoeкономічної оптимізації холодильної машини. Розглянуто питання вибору економічного типу випарника для діючої установки при її модернізації.

Ключові слова: термoeкономіка, термотрансформатори, ексергія, холодопродуктивність, оптимізація.

The methods of structural-variant and thermo-economic optimization of the refrigerator is proposed. The problem of the choice economical type evaporator of the real installation in modernization is considered.

Keywords: thermoeconomic, exergy, refrigerating machine, coefficient of structural bonds, optimization.

CONTENTS

POWER AND HEAT ENGINEERING
PROCESSES AND EQUIPMENT

BOIKO A.V., USATY A.P., BARANNIK V.S. The increasing of formal macromodel accuracy when planning the experiment.....	5
YERSHOV S.V., YAKOVLEV V.A., KOZYRETS D.A. Parallel computations of turbomachinery viscous flows.....	10
TARELIN A.A., SKLYAROV V.P. Increase of economy of power-stations of Ukraine in the conditions of power market	17
SHUBENKO A.L., RUSANOV A.V., SENETSKYY A.V., RUSANOV R.A. Realization cascading thermal schemes with application turbines on low-boiling working fluids.....	24
SUBOTOVICH V.P., YUDIN YU.A., LAPUZIN A.V., YUDIN A.YU. Aerodynamical investigations of turbine exhaust diffuser part with a special flow injection.....	30
VANYEYEV S.M., GETALO V.V., KOROLOV S.C. Researching n of jet-reactive turbine's curve with flowvision software.....	36
BONDARENKO G.A., YURKO I.V. Optimization in a parametric model for inlet guide vane of centrifugal compressor	43
GERASIMENKO V.P., DOVLETOV R.A., TKACHUK A.S. Diagnostics of blade stall regimes in centrifugal compressor	50
KHALATOV A.A., BEZLIUDNA M.V., DASHEVSKYY YU.J., SEVERIN S.D., BORISOV I.I. Adaptation of $k-\varepsilon$ turbulence model to the film cooling numerical modeling over a flat plate where a coolant supplies into a single row of spherical dimples.....	55
CHEPURNYI M.N., TKACHENKO S.J., RESIDENT N.V. Gas-turbine superstructures of power supply units K-300-240	63
TARASOV A.I., DOLGOV A.I. Cooling system optimization of the power gas turbine rotor blade.....	69
BILAN A.V., BILAN V.N. The heat transfer calculation in horizontal type main heater with account of the tube bunches configuration	77
GOTOVSKY M.A., SUKHORUKOV YU.G., ERMOLOV V.F., TRIFONOV N.N. Analysis of the possibility of water induction in turbine from direct contact feedwater heater at emergency load shedding power	83
GOLOSHCHAPOV V.N., KOTULSKAY O.V., PARAMONOVA T.N. Hightemperature steam superstructure on the energy blocks of power 300 MW as a way to generate a peak power.....	96
CHERNOUSENKO O.YU. Damage and residual resource of shut-off valves of cylinders of high and middle pressure of steam turbines K-800-240 Slavyanskaya TES.....	100
GEORGIEVSKAYA E.V., GAVRILOV S.N. Features of prolongation of service life of steam turbines with the groundworks, significantly exceeding the park resource	107
BLAZHENKO N.K., EVDOKIMOV S.Y., YAMALTDINOV A.A. Repair of rotors of steam turbines in conditions of CJSC «Ural turbine works».....	114
SHUBENKO A.L., SUKHININ V.P., FURSOVA T.N., BOYARCHINOV A.U. Improve the uniformity of the stress distribution in tail connections of shoulder-blades of turbines.....	120
GAPONOV V.S., NAUMOV A.I., OSTAPCHUK YU.A. Estimation of adjustment of parameters of a support with controlled change rigidity quasizero on size of critical angular speed of a rigid rotor.....	128
PUSTOVALOV V.N., NAUMENKO S.P. On the definition of the frictional resistance of the shrouded disk with a radial outflow	134
BONDARENKO A.V., GRISHIN A.M. Low-frequency pulsations of pressure in the hydraulic turbines, induced by the vortex	139
SHERSTYUK A.V., KHARLAMPIDI D.KH., TARASOVA V.A. Modernization of refrigerating machinery based on thermoeconomic approach	145

НАУКОВЕ ВИДАННЯ
ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
«ХП»

Збірник наукових праць

Серія:
Енергетичні та теплотехнічні
процеси й устаткування

№ 12(986)

Науковий редактор д-р техн. наук, проф. А.В. Бойко
Технічний редактор м.н.с., ас. С.П. Науменко

Відповідальний за випуск канд. техн. наук Г.Б. Обухова

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: Харків, вул. Фрунзе, 21, НТУ «ХП»
Кафедра турбінобудування.
Тел./факс: (057) 707-61-30 / (057) 707-63-11
e-mail: naumenkos@kpi.kharkov.ua
<http://sites.kpi.kharkov.ua/turbine/>

Обл. вид. № 12-13.

Підписано до друку 19.02.2013 р. Формат 60x90^{1/8}. Папір офсетний 80 г/м².
Друк цифровий. Умов. друк. арк. 8,0. Обл.-вид. арк. 9,0.
Наклад 300. Зам. № 12307. Ціна договірна.

Віддруковано у ТОВ «Друкарня Мадрид».
Свідоцтво видавничої справи: ДК № 4399 від 27.08.2012 р.
61024, Харків, вул. Ольмінського, 11
тел. (057) 756-53-25
www.madrid.in.ua
