

СЕКЦИЯ ТЕПЛОВЫЕ ЭЛЕКТРИЧЕСКИЕ СТАНЦИИ

ПЕРЕЧЕНЬ ДОКЛАДОВ

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОАГРЕГАТОВ

С.А. СВЕРЧКОВ, Е.И. КУПРЕЕВ

Научный руководитель – Карницкий Н.Б. д.т.н., профессор.

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ УПЛОТНЕНИЯ ПОВОРОТНОЙ ДИАФРАГМЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ Т-100-130

ПАНТЕЛЕЙ В.Е.

Научный руководитель – ПАНТЕЛЕЙ Н.В., ст. преподаватель

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

МАРКОВА А.А.

Научный руководитель – КРАВЧЕНКО В.В., ст. преподаватель

СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНОЙ РЕГУЛИРУЕМОЙ ВЕЛИЧИНОЙ

КУЛИК К.Ю.

Научный руководитель – КУЛАКОВ Г.Т., д.т.н., профессор

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

КАНАРСКИЙ Д.Ю., РИМАШЕВСКАЯ Е.Д.

Научный руководитель - КАЧАН С.А., к. т. н., доцент

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

КАНАРСКИЙ Д.Ю., РИМАШЕВСКАЯ Е.Д.

Научный руководитель - КАЧАН С.А., к. т. н., доцент

ПОДОГРЕВ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК ТЭС

ЛЕБЕДЕВИЧ П.В.

Научный руководитель - КАЧАН С.А., к. т. н., доцент

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БЫСТРОХОДНЫХ И ТИХОХОДНЫХ ТУРБИН.

ЗЕЛЕНИН Д.С., АСТАШОВ Д.С., БОТЬКО Е.Н.

Научный руководитель – Карницкий Н.Б. д.т.н., профессор.

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА ПО МЕТОДИКЕ М.Б. РАВИЧА ПРИ СЖИГАНИИ РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВ

ДЖЕЖОРА С.Н.

Научный руководитель – ТАРАСЕВИЧ Л.А., к.т.н., доцент

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ОЧИСТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

ЯЦКО М.А.

Научный руководитель – ТАРАСЕВИЧ Л.А., к.т.н., доцент

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

ЯЦКО М.А.

Научный руководитель – ТАРАСЕВИЧ Л.А., к.т.н., доцент

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС И АЭС

БОТЬКО Е.Н., ЖУКОВСКАЯ А.А.

Научный руководитель – НЕРЕЗЬКО А.В., ст. преподаватель

УДК 621.165

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНЫХ ЧАСТЕЙ ТУРБОАГРЕГАТОВ

С.А. Сверчков, Е.И. Купреев

Научный руководитель – Карницкий Н.Б. д.т.н., профессор.

Основной задачей современного проектирования проточных частей турбоагрегатов является изготовление конкурентоспособных изделий, обладающих высокой надёжностью и максимальным КПД использования потенциальной энергии рабочего тела. Решение этой задачи осуществляется в определённой степени на стадии технологической подготовки производства, где предусматривается проектирование оптимальных технологических процессов, обеспечивающих достижение поставленных задач.

Из-за сложной формы профиля сопловых и рабочих решёток турбоагрегатов ранее для проектирования лопаточного аппарата пользовались экспериментальными данными. Создавались атласы профилей, в которых предлагались различные варианты профиля лопаток. Сегодня большинство предприятий, занимающихся турбостроением, пользуются передовыми системами проектирования, позволяющими спроектировать форму будущей решётки.

Цель настоящей работы – рассмотрение способов разработки эффективных и оптимальных форм профиля решёток осевых турбоагрегатов для заданных параметров в системах компьютерного проектирования. На данный момент существует большое количество специальных программ, позволяющее за короткое время проектировать качественные и современные турбомашинные различных типов. Используя программу инженер-проектировщик получает возможность повысить эффективность собственной работы и обеспечить высокое качество конечного продукта, тестирование проектов уже на ранних этапах процесса проектирования, снижая тем самым затраты на строительство опытных образцов, улучшая качество, обеспечивая воспроизводимость проектов и ускоряя весь процесс разработки.

Основными факторами успеха в современном промышленном производстве являются: сокращение срока выхода продукции на рынок, снижение ее себестоимости и повышение качества. Сейчас общепризнанным фактом является невозможность изготовления сложной наукоемкой продукции (кораблей, самолетов, различных видов промышленного оборудования и др.) без применения современных систем автоматизации. К числу наиболее эффективных технологий, позволяющих выполнить эти требования, принадлежат так называемые CAD/CAM/CAE-системы (системы автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и инженерного анализа). Несмотря на широкое распространение систем CAD для проектирования и систем CAE для анализа, эти системы не так уж хорошо интегрируются. Дело в том, что модели CAD и CAE по сути используют разные типы геометрических моделей, и в настоящее время не существует общей унифицированной модели, которая бы содержала в себе как информацию для проектирования, так и для анализа. Термины CAD и CAE обозначают следующее:

CAD - системы (computer - aided design) — компьютерная поддержка проектирования, предназначенная для решения конструкторских задач и оформления конструкторской документации.

CAE - системы (computer - aided engineering) — поддержка инженерных расчетов, представляющая собой применение обширного класса систем, каждая из которых позволяет решать определенную расчетную задачу (группу задач), начиная от расчетов на прочность, анализа и моделирования тепловых процессов до расчетов

гидравлических систем и машин, расчетов процессов литья. В CAE - системах также используется трехмерная модель изделия. CAE-системы еще называют системами инженерного анализа.

Применяются такие системы широкого профиля как ANSYS и Autodesk Simulation, а так же и узкого профиля: Flowmaster, CFturbo, PumpLinx, FlowVision, AxStream и другие. Проведем анализ данных систем.

CFturbo – программный продукт для интерактивного проектирования турбомашин. Программа позволяет создать первоначальную модель или модернизировать уже существующую геометрию. Процесс работы в CFturbo является пошаговым.

Flowmaster V7 позволяет выполнять нестационарные и стационарные расчеты несжимаемой и сжимаемой среды, а так же расчёты теплового анализа. Имеется библиотека стандартных компонентов, основанная на эмпирических и расчетных данных. Программа поддерживает методику моделирования, которая позволяет отдельным расчетным компонентам взаимодействовать и обмениваться информацией между собой, например, передавать граничные условия, такие как давление, температура или массовый расход. Существует возможность проводить линейные расчеты в комплексе с детальным 3D моделированием в трехмерных CFD кодах.

FlowVision – многоцелевая программа для компьютерного моделирования трехмерных течений жидкости и газа. Она основана на численном решении трехмерных стационарных и нестационарных уравнений динамики жидкости и газа, которые включают в себя законы сохранения массы, импульса (уравнения Навье-Стокса), уравнения состояния. Для расчета сложных движений жидкости и газа, сопровождаемых дополнительными физическими явлениями, такими, как, турбулентность, горение, контактные границы раздела, пористость среды, теплоперенос и так далее, в математическую модель включаются дополнительные уравнения, описывающие эти явления. Программный комплекс FlowVision разработан научно-исследовательскими организациями Российской Федерации.

Autodesk Simulation CFD предназначен для моделирования потоков жидкостей и процессов теплопередачи: моделирование высокоскоростных турбулентных и несжимаемых потоков, теплопроводности и процессов конвективного теплообмена. В основе программы лежат принципы взаимодействия жидкостей и газов с движущимися твердыми телами. Autodesk Simulation позволяет создавать виртуальную среду для моделирования взаимодействия компонентов насосов, вентиляторов, нагнетателей, компрессоров, задвижек, поршней и других механических устройств с потоками жидкостей. Программа формирует отчеты по всем физическим эффектам движения, а также динамике изменений во времени. Возможно, создавать анимационные ролики для изучения проекта и сравнения разных проектных вариантов.

Ansys - универсальная программная конечно – элементного анализа. Она существует и развивается на протяжении последних 30 лет. Продукт предназначен для решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твёрдого тела и механики конструкций (включая нестационарные геометрически и физически нелинейные задачи контактного взаимодействия элементов конструкций), задач механики жидкости и газа, теплопередачи и теплообмена, электродинамики, акустики, а также механики связанных полей. Программа позволяет также проводить оптимизацию конструкции.

Сравнительный анализ рассмотренных продуктов представлен в таблице 1.

Таблица 1 Сравнительный анализ CAD/CAE систем для проектирования турбин

Программа	CFturbo	Flowmaster	FlowVision	AxStream	Simulation	ANSYS
Производитель	CFturbo Software & Engineering	Flowmaster Limited	ТЕСИС	SoftInWay	Autodesk Inc	ANSYS Inc.
Страна	Германия	Великобритания	Россия	США	США	США
Последняя версия, год	9 (2011)	7,5 (2009)	3 (2011)	3 (2011)	2013 (2012)	14 (2011)
Оф. сайт	cfturbo.de	flowmaster.com	flowvision.ru	softinway.com	autodesk.com	ansys.com
Тип системы	CAD/CAE	CAE	CAE	CAD/CAE	CAE	CAE
Назначение						
Осевые турбины	-	+	+	++	+	+
Радиальные турбины	++	+	+	++	+	+
Осевые компрессоры	-	+	+	++	+	+
Радиальные компрессоры	++	+	+	++	+	+
Насосы	+	+	+	-	+	+
Вентиляторы	++	+	+	-	+	+
Потоки	-	+	+	-	+	+
Особенности	Углы установки лопаток, анализ струек тока, профиль лопаток	Системы: топливные, кондиционирования, гидравлические, смазки, охлаждения, отопления.	Стационарные и нестационарные течения, горение, кинетика, лучистый теплообмен.	Цилиндры турбин, отдельных ступеней, анализ проточных частей, профилирование решеток.	Процессы теплопередачи, сверхзвуковые потоки, переходные и двухфазные потоки, кавитация.	Динамика и прочность, теплообмен, долговечность, электромеханика, междисциплинарный анализ.

++ - отмечены специализированные программы

На сегодняшний день представить современное производство без каких-либо средств автоматизации очень сложно. Каждое мелкое или крупное предприятие, так или иначе, сталкивается с системами автоматизированного проектирования. И в частности с CAD/CAE системами. Современные программы позволяют создавать и редактировать пространственные модели объектов практически неограниченной сложности.

УДК 621.165

ЭКОНОМИЧЕСКАЯ ЭФФЕКТИВНОСТЬ УПЛОТНЕНИЯ ПОВОРОТНОЙ ДИАФРАГМЫ ТЕПЛОФИКАЦИОННОЙ ТУРБИНЫ Т-100-130

Пантелей В.Е.

Научный руководитель – Пантелей Н.В., ст. преподаватель

В настоящее время все большее значение приобретает проблема энергосбережения и рационального использования энергоресурсов. Значительный резерв повышения экономичности топливоиспользования имеется в совершенствовании конструкций и режимов работы теплофикационных установок.

В паровых турбинах с регулируемыми отборами пара на промышленные нужды или на теплофикацию вместо регулирующих клапанов применяют поворотные диафрагмы, управляющие перепуском пара в последующие ступени низкого давления. Конструкция поворотных диафрагм совмещает функции разделения внутренней полости цилиндра на отсеки с различными параметрами пара и парораспределения (регулирование пропуска пара). Применение поворотных диафрагм упрощает конструирование цилиндров и позволяет выполнить одноцилиндровыми турбины с одним и двумя регулируемыми отборами пара. В зависимости от конструкции поворотные диафрагмы заменяют один, два и более поочередно открывающихся клапана.

Поворотная диафрагма теплофикационной турбины Т-100-130 выполняет роль одного дроссельного клапана. Турбина имеет двухпоточный ЦНД. В каждом потоке расположены по две ступени. Две поворотные диафрагмы управляют подводом пара к обоим потокам ЦНД. Поворотная диафрагма состоит из литой чугунной диафрагмы, выполненной из двух половин, скрепленных по горизонтальному разьему болтовыми соединениями. Направляющие лопатки со стороны входа имеют плоскую поверхность. Поворотное стальное кольцо, состоящее из двух соединенных по горизонтальному разьему половин, размещено перед диафрагмой со стороны входа пара. Окна в кольце расположены соответственно проходными сечениями направляющих лопаток. Для ограничения осевого перемещения поворотного кольца по периферической окружности размещены четыре планки. Поворот кольца осуществляется усилием через рычажную передачу, соединенную с серьгой. Реализация такой конструкции позволит существенно повысить экономичность работы теплофикационной турбины на режимах теплового графика за счет снижения до предельного минимума потерь теплоты пара, поступающего в конденсатор турбины, с охлаждающей циркуляционной водой.

При уплотнении поворотной диафрагмы за счет снижения $D_k^{\min}$ происходит уменьшение потерь в холодном источнике, однако уменьшение вентиляционного пропуска ведёт к увеличению температуры разогрева пара, что отрицательно влияет на надёжность турбины. Очевидно, что уплотнение регулирующей диафрагмы нужно сочетать с применением схемы охлаждения ЧНД турбины. Способ приготовления охлаждающего пара основан на естественном парообразовании при вскипании перегретой воды за счет ее расширения сбросом давления. Для этого используется расширитель-сепаратор – один из ключевых элементов системы охлаждения. Он предназначен для получения охлаждающего пара заданного качества. Пар должен быть близким к насыщению и не иметь крупнодисперсной влаги. Эффект сепарации влаги определяется уровнем скоростей и давлений пара в расширителе-сепараторе. Дополнительные гарантии по качеству пара, кроме того, обеспечиваются его дросселированием непосредственно у охлаждаемой ступени на щели коллектора.

Экономию энергии, для определенной тепловой нагрузки при уменьшении вентиляционного пропуска:

$$\Delta Q_k(t_n) = Q_k^{d_k^{\min}=20}(t_n) - Q_k^{d_k^{\min}=4}(t_n),$$

При этом прирост экономии энергии за отопительный сезон можно оценить

$$\Delta Q_k = \int_{-3,5}^{-25} \Delta Q_k(t_n) \cdot \tau(t_n) dt_n,$$

Количество топлива сэкономленного за отопительный сезон:

$$B = \frac{\Delta Q_k}{\eta_{ПК} \cdot Q_p^H},$$

где: $\eta_{ПК}$ - КПД парового котла;

Q_p^H - низшая теплота сгорания.

Для оценки экономической эффективности проведен расчёт экономии топлива за отопительный период для режима с двумя задействованными теплофикационными отборами, для температуры наружного воздуха $t_{нв} = -5 \dots -25, ^\circ\text{C}$. Результаты расчета представлены в таблице.

Таблица 1- Результаты расчёта

$t_n, ^\circ\text{C}$	$Q_k^{d_k=20 \frac{\text{Т/ч}}{\text{ата}}}$, кДж	$Q_k^{d_k=4 \frac{\text{Т/ч}}{\text{ата}}}$, кДж	dQ_k , кДж	dB , т. у. т./ч	$N_{по}^{d_k=20}$, КВт	$N_{по}^{d_k=4}$, КВт	$dN_{по}$, КВт
-25	22170,31	4477,49	17692,8	2,355	2177,6	2006,37	171,2
-18	17210,17	3484,1	13726,1	1,827	3167,89	2986,2	181,6
-12	13166,1	2670,6	10495,5	1,397	3978	3803	174,9
-5	8894,1	1806,8	7087,2	0,943	4713	4569,4	143,9

Выводы:

В данной работе была оценена экономическая эффективность уплотнения поворотной диафрагмы турбины Т-110-130. В ходе расчёта было выявлено, что данное конструктивное решение позволяет за отопительный сезон сэкономить порядка 2000 тонн условного топлива. Следует, также отметить что, данный результат может быть немного завышен, так как при расчете модернизированного варианта турбины не учитывался расход тепла на перегрев части конденсата, поступающего в расширитель-сепаратор. Так же для более точной оценки необходимо учесть снижение вырабатываемой мощности ПО отсека на $dN_{по} \approx 160 \text{ КВт}$. С учётом данных допущений погрешность расчёта может составлять 15-20%. Несмотря на это результат расчета, позволяет с уверенностью обосновать целесообразность модернизации путём уплотнения поворотной диафрагмы турбины.

Литература

1. Совершенствование схем и режимов работы теплофикационных паротурбинных установок/В.К. Балабанов; Полибиг. – Минск.-2000.
2. Паротурбинные энергетические установки ТЭС/ Е.А. Бойко, К.В. Баженов, П.А. Грачев; ИПЦ КГТУ. – Красноярск.-2006.

УДК 621.18-5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВУХПОЗИЦИОННЫХ СИСТЕМ РЕГУЛИРОВАНИЯ

Маркова А.А.

Научный руководитель – Кравченко В.В., ст. преподаватель

Двухпозиционные системы регулирования или P_n - регуляторы являются одними из наиболее широко используемых в практике автоматического регулирования производственных процессов. P_n - регуляторы широко применяются в различных отраслях промышленности для регулирования температуры, уровня, давления и других технологических параметров.

Двухпозиционные системы автоматического регулирования сравнительно с системами, работающими по другим законам регулирования, обладают существенными достоинствами – простотой конструкции, дешевизной, надежностью работы, простотой настройки и обслуживания.

Как известно, при проектировании системы автоматического регулирования надо выбрать простейший по алгоритму, а, следовательно, наиболее дешевый и легкий в эксплуатации промышленный регулятор, который позволит обеспечить на данном объекте необходимое качество регулирования.

Так как P_n - регуляторы являются наиболее дешевыми и простыми регуляторами, то вопросы теории двухпозиционных систем регулирования и критерии их применимости заслуживают самого пристального внимания.

Между тем, незнание свойств и возможностей систем двухпозиционного регулирования нередко приводит к тому, что проектируются и монтируются системы автоматического регулирования со сложными законами регулирования, а затем в процессе эксплуатации эти сложные системы переключаются на двухпозиционное регулирование, обеспечивающее необходимое качество регулирования этих систем.

Поэтому изучение динамики двухпозиционных систем регулирования и методов улучшения качества регулирования этих систем являются весьма актуальными.

Экспериментальный стенд для исследования двухпозиционных систем регулирования состоит из двух подсистем. Одна из них позволяет проводить исследования, связанные с измерением расходов материалов, а также измерением и регулированием давления. Вторая подсистема предназначена для изучения вопросов, связанных с измерением и регулированием температуры. Стенд позволяет проводить исследования двух типов систем автоматического регулирования: температуры и давления, а так же используемых при этом регуляторов.

Гидравлическая схема стенда приведена на рисунке 1. Рисунок 2 иллюстрирует общий вид стенда.

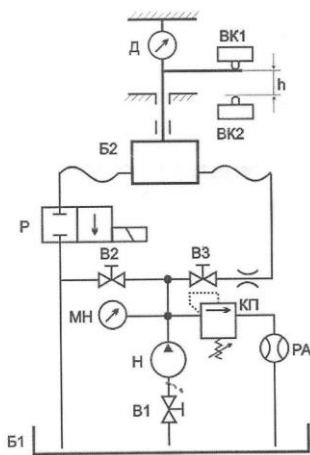


Рисунок 1 – Гидравлическая схема стенда

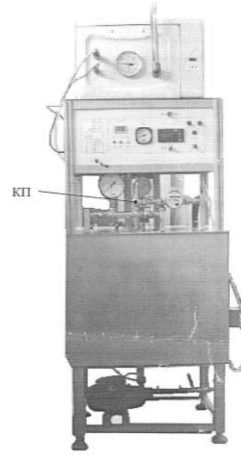


Рисунок 2 – Общий вид стенда

Для изучения вопросов, связанных с измерением и регулированием температуры, в состав схемы входят термокамеры.

Перед вводом стенда в эксплуатацию необходимо:

- заземлить стенд;
- заполнить бак стенда водой (уровень воды в баке должен быть примерно 0,25 м).

На стенде можно выполнять следующие работы:

1. Измерение давления и расхода жидкостей и сыпучих материалов

Цель работы:

- 1) Изучение физических принципов, схем и устройств, используемых при измерении давления и расхода жидких и сыпучих материалов;

- 2) Экспериментальное определение давления и расхода материалов.

Экспериментальная часть:

- 1) Измерение давления (осуществляется с помощью манометра МН1):

- клапан КП настроить на максимальное давление срабатывания (достигается путём вворачивания регулировочного винта);
- вентиль В3 закрыть, а вентили В2 и В1 открыть (вентиль В1 на всасывании насоса должен быть открыт постоянно (тумблер SA4 в положении «Ручн.», тумблер SA1 в положение «Сеть», верхний тумблер в положении «Выкл.»));
- включить насосную установку и, прикрывая вентиль В2, установить ряд значений давления на выходе насоса (смотреть по манометру);
- оценить погрешность измерения давления;
- выключить насосную установку.

- 2) Измерение объёмного расхода:

- вентили В2 и В3 закрыть, клапан КП настроить на минимальное давление (вывернуть регулировочный винт);
- включить насосную установку (тумблер в положение «Сеть») и при различных настройках клапана КП измерить время t (с помощью электронного секундомера) прохождения через расходомер РА объёма воды W (10 литров). Используя результаты измерений, для каждого опыта определить объёмный расход ($Q = W/t$).

3) Измерение весового расхода. Материал, расход которого необходимо измерять, подаётся перед смешиванием с другими материалами в специальный бункер или резервуар (на стенде бак Б2). В качестве материала, расход которого дозируется, на стенде используется вода, что обусловлено простотой подачи материала (по сравнению, например, с сыпучими материалами, для подачи которых потребовалось бы создавать более сложные системы (транспортёры, вакуумные насосы и т.д.)). В бак Б2 подаётся порция материала (воды), имеющая определённый вес).

Эксперимент проводится следующим образом:

- открыть вентиль В3, клапан КП настроить на максимальное давление срабатывания (вернуть регулировочный винт);
- тумблер SA4 включить в положение «Авт»;
- включить насосную установку;
- при подаче воды в бак Б2 последний начнёт перемещаться вниз и при срабатывании концевого выключателя ВК2 насосная установка отключится. Одновременно с этим включится электроуправляемый клапан Р и вода начнёт вытекать из бака Б2 (тем самым имитируется подача дозированной порции материала в смеситель). При опорожнении бак Б2 перемещается вверх, что приводит к включению концевого выключателя ВК1, выключению клапана Р и включению насосной установки. Процесс дозирования воды будет в дальнейшем автоматически продолжаться. С помощью пружинного динамометра Д имеется возможность измерить вес порции дозируемого материала.

Приоткрывая вентиль В2, можно регулировать время заполнения водой бака Б2.

2. Измерение температуры, определение погрешностей измерений

Цель работы:

- 1) Изучение устройства приборов для измерения температуры;
- 2) Измерение температуры и определение погрешности измерения.

Для измерения температуры в термокамере используются:

- термометры расширения (спиртовой), манометрического типа, с биметаллическим чувствительным элементом;
- одноканальный измеритель-регулятор, в состав которого входит датчик температуры (датчик сопротивления).

Измеритель-регулятор позволяет измерять, а также регулировать (поддерживать на постоянном уровне) температуру в термокамере. Измеритель-регулятор микропроцессорный, программируемого типа с встроенным электромагнитным реле. Максимальный ток в цепи нагрузки (цепи управления ТЕНами термокамеры) – 8 А. Режим работы программируется с помощью специальных кнопок.

3. Изучение и исследование регуляторов температуры и давления

Цель работы:

- 1) Изучение устройства гидроклапана давления (КП) и одноканального измерителя-регулятора температуры;
- 2) Изучение методики программирования измерителя-регулятора температуры;
- 3) Экспериментальное определение характеристик гидроклапана давления (КП).

При определении характеристик гидроклапана давления (КП) эксперимент проводится следующим образом:

- 1) Вентили В2 и В3 – закрыты, а исследуемый клапан КП настроен на минимальное давление (винт вывернут);
- 2) Включается насосная установка (тумблер SA4 – в положении «Ручн», а вилка кабеля питания электродвигателя в розетку);
- 3) При различных настройках клапана КП измеряется давление на входе клапана (по манометру) и расход воды через клапан (расход измеряется с помощью расходомера РА и секундомера).

4. Исследование системы автоматического регулирования температуры

Цель работы:

- 1) Исследование системы автоматического регулирования температуры.

Объектом управления является термокамера. Для включения питания термокамеры тумблер (установлен сверху на панели) необходимо установить в положение «Вкл». С помощью измерителя-регулятора задаётся значение температуры, которую необходимо поддерживать в термокамере (рекомендуется задавать

температуру в пределах 60–80 °С). Далее измеряется время регулирования (время достижения заданной температуры), а затем – точность поддержания заданной температуры.

5. Исследование системы автоматического регулирования давления

Цель работы:

1) Экспериментальное определение характеристик систем автоматического регулирования (стабилизации) давления.

Включается насосная установка и при различных настройках клапана давления (КП) определяется точность поддержания давления в системе. При проведении экспериментов вентиль В3 закрыт. При каждой настройке клапана КП, воздействуя на вентиль В2 и изменяя тем самым расход в сети, измеряется давление настройки клапана КП и точность поддержания этого давления.

Функциональная схема измерителя-регулятора температуры одноканального ОВЕН ТРМ1 изображена на рисунке 3 [1].

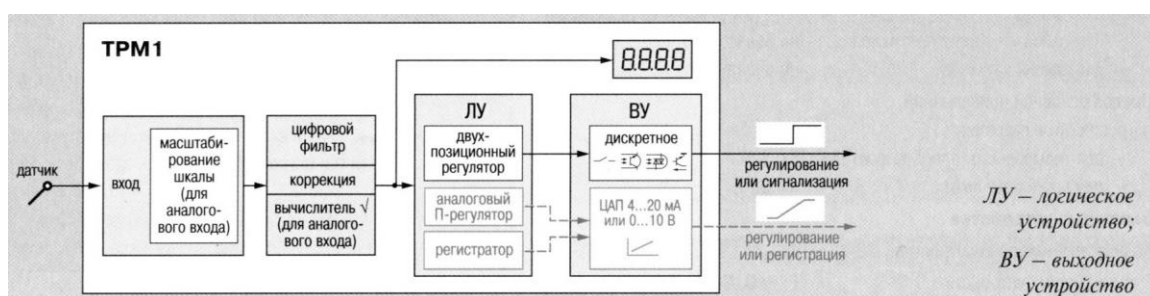


Рисунок 3 – Функциональная схема измерителя-регулятора одноканального ОВЕН ТРМ1

Выводы:

Экспериментальный стенд позволяет изучать основы физического эксперимента по исследованию двухпозиционных систем регулирования, методы улучшения качества регулирования двухпозиционных систем, измерения температуры, давления и расхода жидкостей и сыпучих материалов, регуляторы и системы автоматического регулирования температуры и давления, а также характеристики измерителя-регулятора.

Литература

1. Компоненты автоматизации ОВЕН. Разработка и производство. Каталог продукции 2008/2009.

УДК 621.18-5

СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ СИСТЕМ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ С ПРОМЕЖУТОЧНОЙ РЕГУЛИРУЕМОЙ ВЕЛИЧИНОЙ

Кулик К.Ю.

Научный руководитель – Кулаков Г.Т., д.т.н., профессор

Системы автоматического регулирования (САР) с дифференцированием промежуточного сигнала широко используются в области автоматизации теплоэнергетических процессов [1-8]. Структурно-параметрическая оптимизация САР на базе модифицированного линейного упрединителя Смита позволяет повысить качество регулирования при основных возмущениях [9], однако данная структура системы требует реализации неполной и полной модели инерционного участка объекта регулирования с запаздыванием.

В связи с этим актуальной становится проблема структурно-параметрической оптимизации САР с использованием реальных пропорционально-интегрально-дифференциальных регуляторов (РПИД) на базе микропроцессорных средств автоматизации [9].

Исходная структурная схема САР приведена на рис. 1.

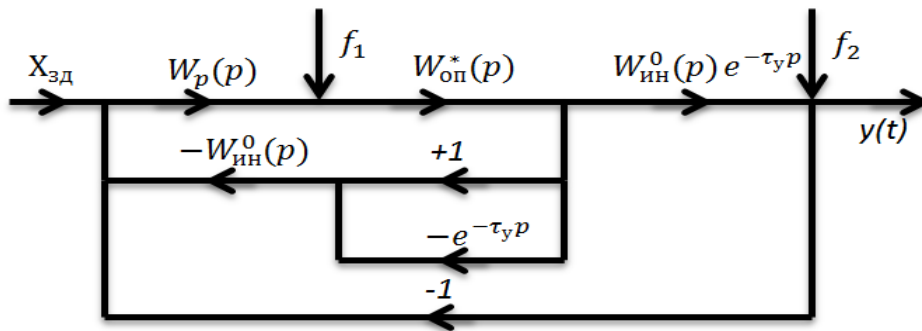


Рисунок.1. Структурная схема САР:

$W_p(p)$ – передаточная функция регулятора;

$W_{оп}^*(p) = \frac{K_{оп}}{T_{оп}p+1}$ – передаточная функция опережающего участка;

$W_{ин}^0(p)e^{-\tau_y p} = \frac{K_{ин}e^{-\tau_y p}}{T_{ин}p+1}$ – передаточная функция инерционного участка.

Передаточная функция стабилизирующего устройства:

$$W_{cy}(p) = W_{ин}^0(p)(1 - e^{-\tau_y p}) = \frac{K_{ин}\tau_y p}{(T_{ин}p+1)(\tau_y p+1)}, \quad (1)$$

где

$$(1 - e^{-\tau_y p}) = \frac{\tau_y p}{\tau_y p+1}. \quad (2)$$

Для выбора структуры основного регулятора используем передаточную функцию оптимального регулятора, которую находим по передаточной функции эквивалентного объекта регулирования:

$$W_{зкс}(p) = W_{ин}^0(p) \cdot W_{оп}^*(p) = \frac{K_{оп}}{(T_{оп}p+1)} \cdot \frac{K_{ин}}{(T_{ин}p+1)}. \quad (3)$$

Заданная передаточная функция системы при отработке задания:

$$W_{зд}(p) = \frac{1}{(T_{зд}p+1)^2}. \quad (4)$$

Оптимальная передаточная функция регулятора:

$$W_p^{opt}(p) = W_{зкс}^{-1}(p) \cdot W_{зд}^{pc}(p) = \frac{W_{зд}(p)}{W_{зкс}(p)} \cdot \frac{1}{1 - W_{зд}(p)}, \quad (5)$$

Подставив (3) и (4) в (5), получаем передаточную функцию реального ПИД-регулятора:

$$W_p^{opt}(p) = \frac{(T_{on}p+1) \cdot (T_p p+1)}{2K_{on}K_{ch}T_{зд}p(\frac{T_{зд}p}{2}+1)} \sim \text{РПИД}. \quad (6)$$

Графики отработки скачка задания при различных значениях постоянной времени $T_{зд}$ заданной передаточной функции (4) приведены на рис. 2., а отработки внешнего возмущения – на рис. 3.

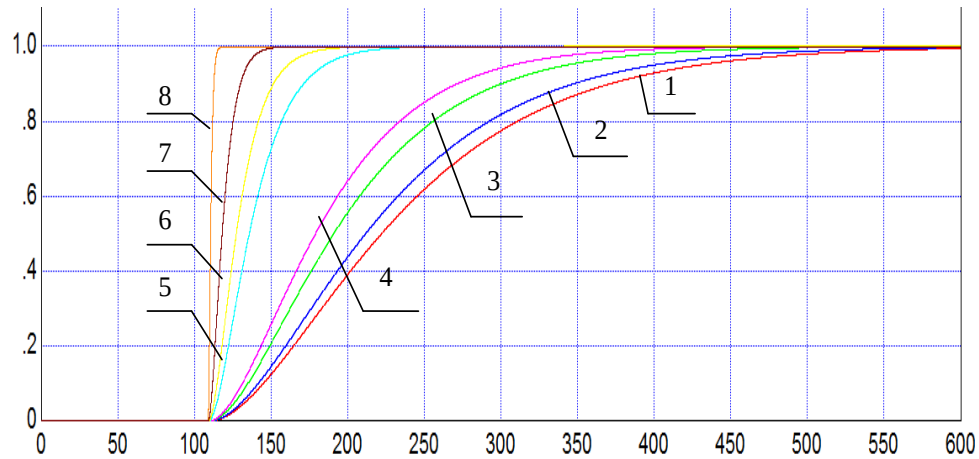


Рисунок 2. Графики отработки скачка задания $X_{зд}(t)$ при различных значениях $T_{зд}$

На рисунке обозначено: $T_{зд} = 0,618\tau_y$ – кривая 1; $T_{зд} = 0,56\tau_y$ – кривая 2; $T_{зд} = 0,44\tau_y$ – кривая 3; $T_{зд} = 0,382\tau_y$ – кривая 4; $T_{зд} = 0,146\tau_y$ – кривая 5; $T_{зд} = 0,1\tau_y$ – кривая 6; $T_{зд} = 0,05\tau_y$ – кривая 7; $T_{зд} = 0,009\tau_y$ – кривая 8.

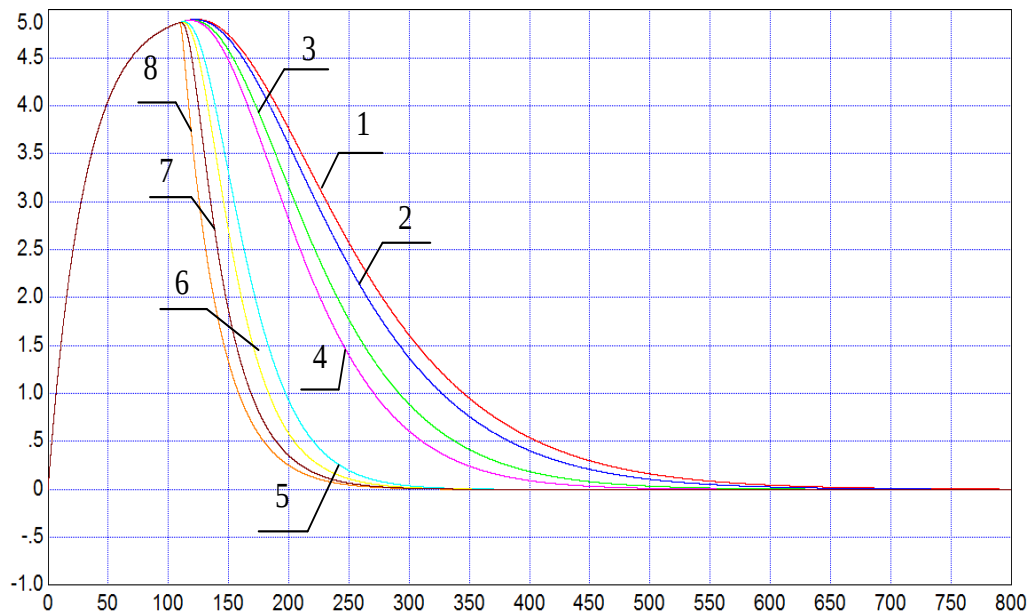


Рисунок 3. Графики отработки внешнего возмущения $f_2(t)$ при различных значениях $T_{зд}$
На рисунке обозначено: $T_{зд} = 0,618\tau_y$ – кривая 1; $T_{зд} = 0,56\tau_y$ – кривая 2; $T_{зд} = 0,44\tau_y$ – кривая 3; $T_{зд} = 0,382\tau_y$ – кривая 4; $T_{зд} = 0,146\tau_y$ – кривая 5; $T_{зд} = 0,1\tau_y$ – кривая 6; $T_{зд} = 0,05\tau_y$ – кривая 7; $T_{зд} = 0,009\tau_y$ – кривая 8.

Выводы:

Предложен метод структурно-параметрической оптимизации САР с промежуточным сигналом, позволяющий значительно повысить качество регулирования при основных воздействиях с использованием реальных микропроцессорных ПИД-регуляторов: полное время регулирования при отработке сигнала задания стремится к τ_y , а при отработке внешнего возмущения – к $2\tau_y$.

Литература

1. Плетнев, Г.П. Автоматизация технологических процессов и производств в теплоэнергетике: учеб. для студентов вузов / Г.П. Плетнев. – 4-е изд. – М.: Изд-во МЭИ, 2007. – 352 с.
2. Стефани, Е.П. Основы расчетов настройки регуляторов теплоэнергетических процессов / Е.П. Стефани. – 2-е изд. перераб. – М.: Энергия, 1972. – 376 с.
3. Ротач, В.Я. Теория автоматического управления / В.Я. Ротач. – М.: Изд-во МЭИ, 2004. – 295 с.
4. Кузьмицкий, И.Ф. Теория автоматического управления: учеб. пособие для студентов специальности «Автоматизация технологических процессов и производств» / И.Ф. Кузьмицкий, Г.Т. Кулаков. – Минск: БГТУ, 2006. – 486 с.
5. Кулаков, Г.Т. Комплексная методика оптимизации параметров динамической настройки регуляторов впрысков / Г.Т. Кулаков, М.Л. Горельшева // Энергетика Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2009. – № 3. – С. 59–66.
6. Кулаков, Г.Т. Инженерные экспресс-методы расчета промышленных систем регулирования: спр. пособие / Г.Т. Кулаков. – Минск: Вышейш. шк., 1984. – 192 с.
7. Смит, О.Дж. Автоматическое регулирование: пер. с англ. / О.Дж. Смит; под ред. Е.П. Попова. – М.: Физматгиз, 1962. – 848 с.
8. Кулаков, Г.Т. Анализ и синтез систем автоматического регулирования / Г.Т. Кулаков. – Минск: Технопринт, 2003. – 135 с.
9. Кулаков, Г.Т. Структурно-параметрическая оптимизация систем автоматического регулирования с дифференцированием промежуточного сигнала / Г.Т. Кулаков, А.Т. Кулаков [и др.] // Энергетика – Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. – 2012. – № 3. – С. 64–71.
10. Денисенко, В.В. Компьютерное управление технологическим процессом, экспериментом, оборудованием / В.В. Денисенко. – М.: Горячая линия – Телеком, 2009.

УДК 621.165

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ УПЛОТНЕНИЙ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Канарский Д.Ю., Римашевская Е.Д.

Научный руководитель - Качан С.А., к. т. н., доцент

Паротурбинные установки (ПТУ) тепловых электростанций, а также турбоагрегаты, входящие в состав парогазовых установок, являются базовым генерирующим оборудованием энергетики. Это обуславливает актуальность применения передовых технологий в проведении модернизации и реконструкции ПТУ для повышения их показателей. Одним из важных направлений работ по повышению надежности и экономичности паротурбинного оборудования является усовершенствование уплотнений.

В современных турбинах рабочие лопатки выполняются, как правило, с бандажами, что позволяет обеспечить эффективное уплотнение ступеней для снижения паразитных протечек пара [1 – 3].

Коэффициент расхода пара через надбандажные уплотнения радиального типа традиционной конструкции (рис. 1, а) зависит от радиального зазора в уплотнении. Выполнение малых радиальных зазоров в уплотнениях, как правило, не обеспечивает заданной эффективности их работы в течение всего срока эксплуатации, поскольку вследствие задеваний на реальных режимах (в особенности на пусках) уплотнения изнашиваются.

Разработаны и используются новые типы уплотнений, утечки через которые практически не повышаются со временем в процессе эксплуатации.

Снижение интенсивности эксплуатационного износа уплотняющих гребней возможно при внедрении осерадиальных надбандажных уплотнений, которые состоят из двух уплотняющих гребней на бандаже рабочих лопаток и двух пар гребней, закрепленных на козырьке диафрагмы (рис. 1, б).

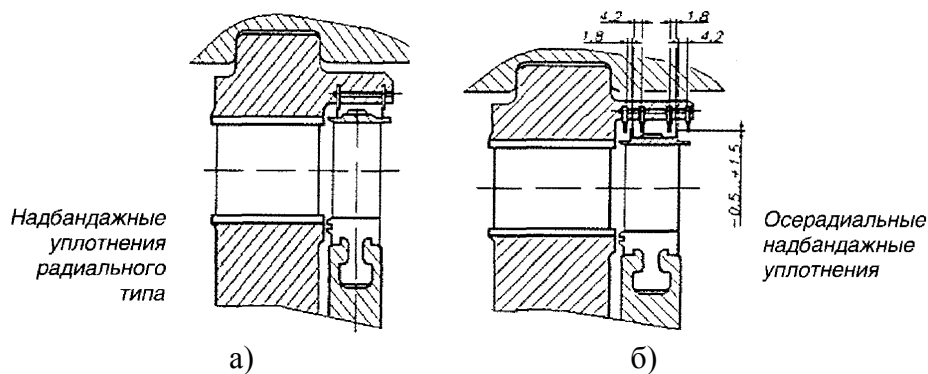


Рисунок 1. Надбандажные уплотнения радиального (а) и осерадиального (б) типа

Отсутствие опасности задеваний, как при радиальном, так и осевом относительном смещении ротора и статора вследствие достаточной величины зазоров обеспечивает высокую степень сохранности уплотнений в условиях эксплуатации и приводит к увеличению средней экономичности турбоустановки в период между ремонтами.

Высокой эффективностью обладают многорядные (6 – 8 рядов и более) осерадиальные надбандажные уплотнения гребенчатого типа, имеющие уплотнительные усики как в статорной части, так и на бандаже с разными шагами.

Разные по величине шаги уплотнительных гребней на надбандажных козырьках и бандажных полках рабочих лопаток уменьшают в 4 – 5 раз периферийную надбандажную утечку пара, по сравнению с традиционным уплотнением, что дает существенный (до 2 – 2,5%) выигрыш в относительном внутреннем КПД ступени.

Снижение потерь от протечки обусловлено, как существенно большим числом гребней, так и возможностью выполнить примерно вдвое меньший радиальный зазор, что обусловлено наличием гарантированного зазора между гребнями ротора и статора и отсутствием опасности задевания между гребнями.

Наряду с обеспечением малых утечек новые осерадиальные уплотнения снижают опасность возникновения так называемых самовозбуждающихся (низкочастотных) колебаний ротора турбины.

Другим техническим решением является установка надлопаточных (надбандажных), концевых и диафрагменных уплотнений сотового типа взамен традиционных уплотнений (рис. 2, 3).

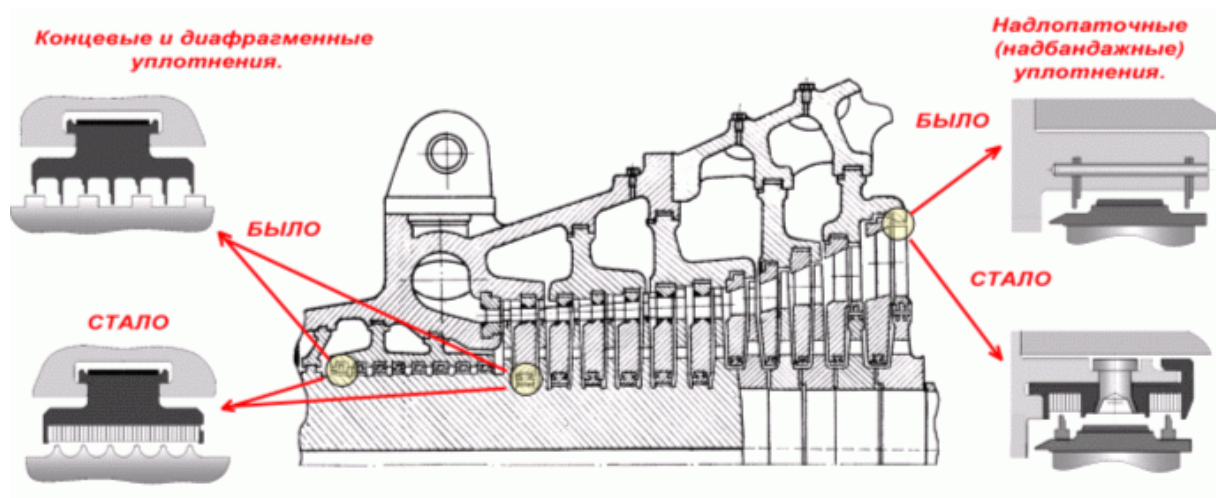


Рисунок 2. Область применения сотовых уплотнений

Сотовые уплотнения представляют собой набор вставок, состоящих из корпуса сот и закреплённых на нём посредством высокотемпературной пайки сотовблоков. Корпус сот изготавливается из жаропрочной стали. Сотовблоки формуются из жаростойкой хромоникелевой фольги толщиной 0,05 мм и имеют ячеистую структуру. При монтаже на турбину сотовые вставки набираются в кольца, которые устанавливаются в обоймы или диафрагмы.

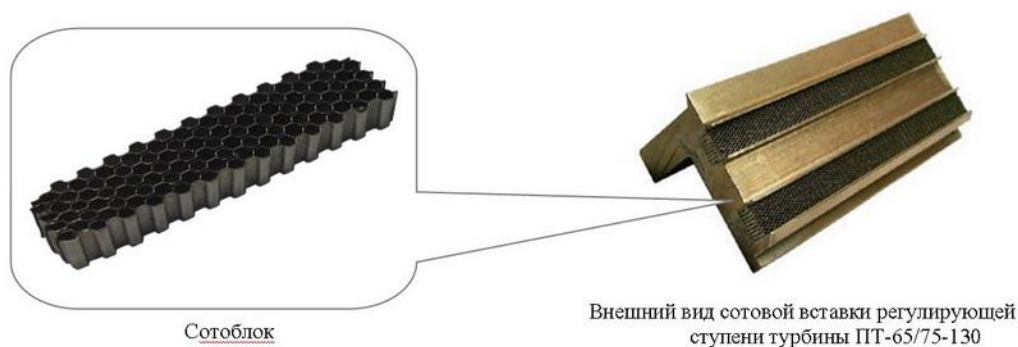


Рисунок 3. Конструкция сотовых уплотнений

Установка сотовых уплотнений позволяет уменьшить радиальные зазоры в уплотнении и достигнуть повышения внутреннего относительного КПД цилиндра на 1 – 2% сверх нормативного значения, и практически исключить вероятность повреждения деталей ротора и статора при их взаимном контакте.

В случае задеваний происходит прорезание канавки в сотах (рис. 4). Благодаря значительной теплоотводящей способности сот не происходит нагрева ротора. При дальнейшей эксплуатации сотовые уплотнения сохраняют свою работоспособность за счёт эффекта «перекрыши» без значительного снижения КПД.

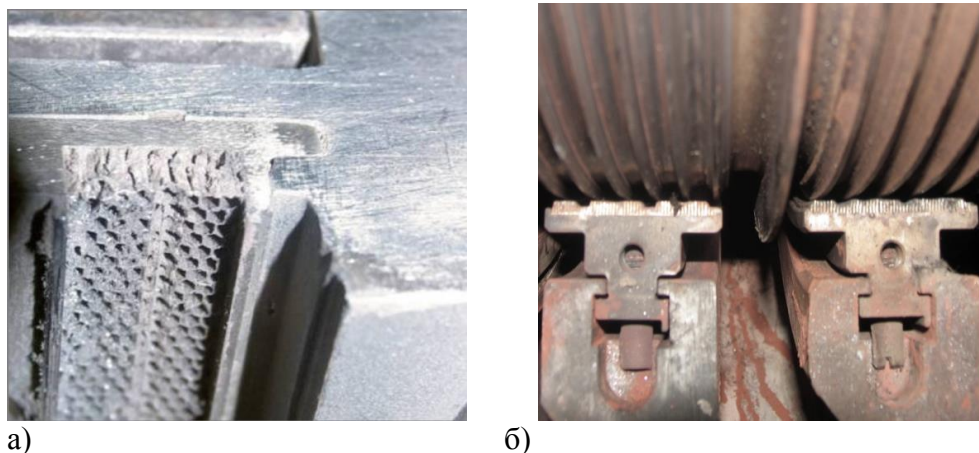


Рисунок 4. Выработка надбандажных (а) и концевых (б) сотовых уплотнений

Установка концевых сотовых уплотнений позволяет уменьшить обводнение масла, повысить маневренность турбоагрегата, снизить присосы воздуха в вакуумную систему и понизить расход пара на концевые уплотнения турбоагрегата.

В процессе оснащения турбин концевыми сотовыми уплотнениями предполагается доработка ротора, связанная со снятием поверхностного слоя материала и формированием галтелеобразных проточек. В результате этой операции убираются накопленные термоусталостные напряжения, и тем самым повышается надежность работы, увеличивается экономичность и срок службы уплотнений, снижаются затраты на последующие капитальные ремонты.

Новые уплотнения могут быть применены практически во всех турбинах в качестве надбандажных уплотнений не только для новых турбин, но и при реконструкциях и ремонтах. Сроки изготовления комплекта сотовых уплотнений около 3 месяцев, доработки (механическая, слесарная) проточной части энергоремонтным предприятием – не более 1,5 месяцев. Срок окупаемости не более 1,5 лет при сроке службы не менее 10 лет.

Литература

1. Трухний А.Д. Современная теплоэнергетика: электронная библиотека по энергетике. Росэнергосервис, 2004. (<http://lib.rosenergосervis.ru/sovremennaya-teploenergetika.html>).
2. Уральский турбинный завод. Модернизация паровых турбин и сервис (<http://www.utz.ru/cgi-bin/catalog>)
3. Научно-производственное предприятие АРМС. Комплексные технические решения (<http://www.armstech.ru/cat/opisanie>)

УДК 621.165

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Канарский Д.Ю., Римашевская Е.Д.

Научный руководитель - Качан С.А., к. т. н., доцент

Повышение экономичности, маневренности и надежности эксплуатируемого и вновь устанавливаемого на тепловых электростанциях (ТЭС) оборудования является актуальной научно-технической задачей теплоэнергетики. При этом совершенствование паротурбинных установок (ПТУ) – важный и универсальный способ повышения экономичности ТЭС.

Новейшие из паровых турбин по сравнению со спроектированными 10–15 лет назад при тех же параметрах и той же площади выхлопа обеспечивают повышение КПД ПТУ на 4,5–6,0% (относительных). Это соизмеримо с повышением экономичности за счет повышения начальных параметров паросилового цикла.

Совершенствование турбинной установки возможно за счет применения [1 – 3]:

- реактивного облопачивания в цилиндре высокого давления (ЦВД);
- саблевидных (банановидных лопаток), меридиального профилирования;
- радиально-осевого или тангенциального подвода пара;
- цельнофрезерованных бандажей и пр.

Повышение экономичности проточных частей паровых турбин основывается на современных теоретических и экспериментальных исследованиях по отработке турбинных решеток, как в лабораторных условиях заводов-изготовителей, так и в натурных условиях действующих электростанций.

Применение комплексом прикладных программ, которые используются при проектировании и оптимизации конструктивного профиля проточных частей паровых турбин различных типоразмеров и предназначенных для различных условий эксплуатации, помогает выявлять конструкцию, обладающую высокими аэродинамическими качествами и обеспечивающую высокую экономичность, как для номинального, так и для переменных режимов работы установок.

Традиционно сопловые лопатки выполняются прямыми и устанавливаются радиально, что связано с простотой изготовления диафрагм. Саблевидные лопатки («банановые» и «трехмерные») - изогнутые и напоминают по внешнему виду саблю (рис. 1) [2].

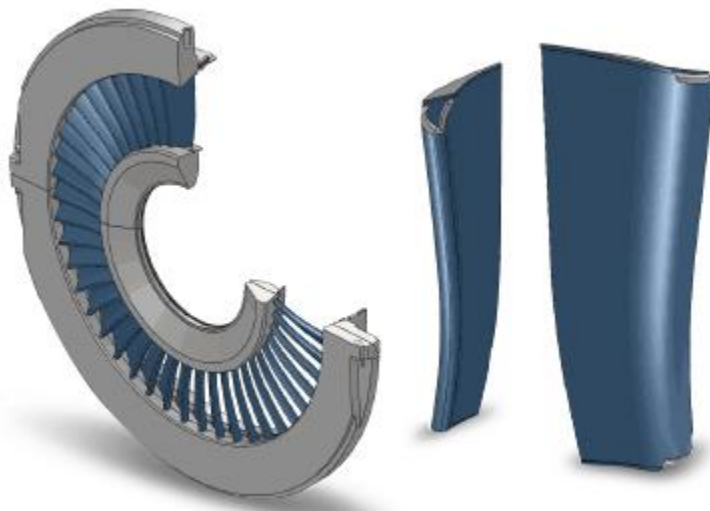


Рисунок 1. Диафрагма с саблевидными лопатками последнего отсека ЦНД

Выигрыш при использовании саблевидных лопаток возникает вследствие уменьшения доля пара, протекающего через корневую и периферийную зону ступени, где обтекание ступеней хуже. Наиболее эффективно их применение для последних ступеней цилиндров низкого давления (ЦНД) мощных паровых турбин: если все ступени ЦНД выполнить с саблевидными сопловыми лопатками, то КПД ЦНД возрастет на 1,5—2,5%, что с учетом доли выработки мощности в ЦНД даст выигрыш в экономичности всей турбины в 0,5—0,8%.

Можно использовать аналогичные «трехмерные» лопатки также для цилиндров высокого (ЦВД) и среднего (ЦСД) давления, где лопатки имеют малую длину, но зато относительно большую зону высоких потерь в корневой и периферийных зонах. Использование пространственных лопаток в ЦВД и ЦСД позволяет увеличить их КПД на 1—2%.

Для повышения КПД первых ступеней паровых турбин, которые имеют очень малую высоту сопловых и рабочих лопаток, используется меридиональное профилирование сопловых каналов, при котором верхний (меридиональный) обвод канала выполняется не цилиндрическим или коническим, а суживающимся. Такое профилирование дает относительное повышение КПД ступеней до 2-3%.

Отметим, что указанные способы аэродинамического совершенствования турбин, были предложены еще советскими учеными около 35 лет назад, но практически внедрены в реальные конструкции за рубежом [1].

Характерной особенностью ЦВД советских турбин является активный тип облопачивания ступеней с диафрагменно-дисковой конструкцией. При переходе к реактивному облопачиванию ЦВД (рис. 2) возможно повышение КПД на 5-8% на номинальном режиме в зависимости от типа турбины.

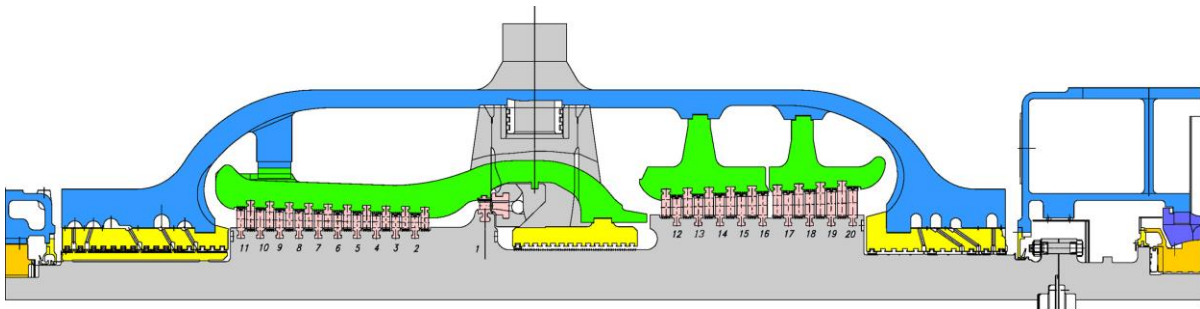


Рисунок 2. Двухпоточный ЦВД турбины К-300-240 с реактивным облопачиванием

Реактивное облопачивание позволяет улучшить обтекание рабочих решеток, снизить выходные потери, однако при этом повышаются потери от утечек и стоимость агрегата. Фирмы-производители применяют особые типы конструкции ЦВД с реактивным облопачиванием. Например «ствольная» или «горшковая» конструкция ЦВД Siemens обеспечивает почти полную осевую симметрию цилиндра, но требует при его монтаже и ремонте полного отсоединения паропроводов, сборки и разборки цилиндра и внутреннего корпуса с фальшцапфами, а также его кантовки и вертикальной сборки.

Отметим, что позиция фирм и заводов по выбору типа облопачивания (активного и реактивного) разная. Только анализ длительной эксплуатации, надежные технико-экономические сравнения того и другого типов облопачивания дадут оптимальное решение – и по надежности, и по КПД, и по стоимости изготовления.

Увеличение кольцевой площади выхода пара из турбины приводит к уменьшению потерь с выходной скоростью, пропорциональных квадрату площади выхода. Максимальную площадь выхода в 11,3 м² имела до недавнего времени турбина ЛМЗ К-

1200-240, рабочая лопатка последней ступени которой имеет длину 1,2 м при среднем диаметре 3 м и выполнена из титанового сплава. Несколько лет назад фирма Siemens создала новую лопатку с площадью выхода 12,5 м² при длине 1,143 м, выполненную из высокопрочной стали с содержанием хрома в 16%.

В настоящее время условиям работы ПТУ на переменных режимах придается большое значение, поэтому важной становится вопрос выбора оптимальной системы парораспределения. Традиционное сопловое парораспределение позволяет снизить концевую утечку, уменьшить число ступеней, облегчить условия охлаждения ЧВД в совмещенном ЦВСД. Вместе с тем очевидна большая надежность и экономичность работы энергоблока при скользящем давлении. В этом случае при дроссельном парораспределении и при всех нагрузках КПД нетто энергоблока повышается, а при сопловом – лишь при мощностях ниже примерно 70% номинальной.

Кроме перечисленных мер, направленных на улучшение экономичности турбины, можно указать на совершенствование аэродинамики пароподводящего тракта, стопорных и регулирующих клапанов, внутренних перепускных трактов, систем паровпуска и выпуска пара из цилиндров, выполнение регулирующей ступени с переменной дугой подвода пара и другое.

Литература

1. Трухний А.Д. Современная теплоэнергетика: электронная библиотека по энергетике. Росэнергосервис, 2004. (<http://lib.rosenergосervis.ru/sovremennaya-teploenergetika.html>).
2. КОМТЕКЭнергосервис. Реконструкция паровых турбин (<http://www.comtec-energосervice.ru/products/rekonstrukcii-parovih-turbin/rekonstrukciya-turbin-s-celyu-snyatiya-ogranicheniy-po-ohlajdayushey-vode>).
3. Гаев В.Д. Основные направления модернизации паротурбинного оборудования ОАО «Силовые машины» при техническом перевооружении электростанций. // Конференция-семинар РАО ЕЭС «Инновационные технологии в энергетике». Тез. докл. конф. Москва, 2007.

УДК 621.438

ПОДОГРЕВ ЦИКЛОВОГО ВОЗДУХА ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК ТЭС

Лебедев П.В.

Научный руководитель - Качан С.А., к. т. н., доцент

Парогазовые установки (ПГУ) находят широкое применение как при строительстве новых, так и при реконструкции действующих ТЭС, обеспечивая существенное повышение их тепловой экономичности.

Газотурбинная установка (ГТУ) является центральным элементом ПГУ, определяющим показатели работы всей комбинированной установки. Рабочим телом ГТУ является атмосферный воздух, поэтому его характеристики, в первую очередь температура $t_{нв}$, оказывают значительное влияние на работу как ГТУ, так и ПГУ.

Поскольку энергетические ГТУ большую часть жизненного цикла работают в режимах, отличных от номинального, т.е. при температуре наружного воздуха, отличной от стандартной по ISO $t_{нв}^{расч} = +15^\circ\text{C}$ (рис. 1, [1]), на частичной нагрузке и т.д., требуются дополнительные мероприятия для обеспечения их надежной и эффективной работы ГТУ в нерасчетных условиях.

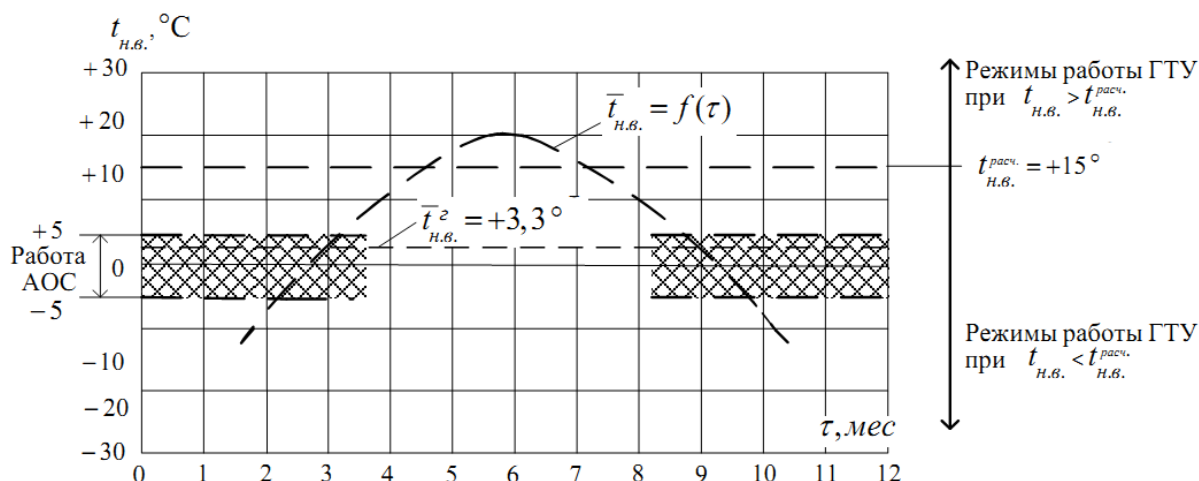


Рисунок 1. Режимы работы ГТУ в течение года в зависимости от $t_{нв}$

Осевые компрессоры ГТУ оснащаются поворотными входными и направляющими лопаточными аппаратами, способными изменять проходные сечения воздушного тракта установки для изменения нагрузки ГТУ; имеются системы подогрева воздуха перед компрессором, обеспечивающие стабильную работу установки при низких температурах наружного воздуха.

При отрицательных температурах и повышенной влажности наружного воздуха возможно обледенение входного тракта комплексной воздухоочистительной установки (КВОУ) и лопаток компрессора. Опасность обледенения особенно велика, если при $-5^\circ\text{C} < t_{нв} < +5^\circ\text{C}$ имеются осадки в виде морозящего дождя, тумана или мокрого снега. В этих условиях автоматически включается антиобледенительная система (АОС) для подогрева заборного, подводимого к ГТУ, воздуха до температуры, при которой не существует риска образования льда.

Часто это осуществляется за счет рециркуляции части сжатого горячего воздуха после компрессора на его вход. Этот способ подогрева существенно снижает экономичность и мощность ГТУ вследствие увеличения непроизводительной работы

компрессора. К тому же сжатый воздух при выходе из АОС принимает давление наружного воздуха, и, при расширении, снижает свою температуру.

Для повышения эффективности установки в [1] предлагается использовать для работы АОС горячий воздух укрытия ГТУ, подавая его непосредственно на вход фильтров КВОУ (рис. 2).

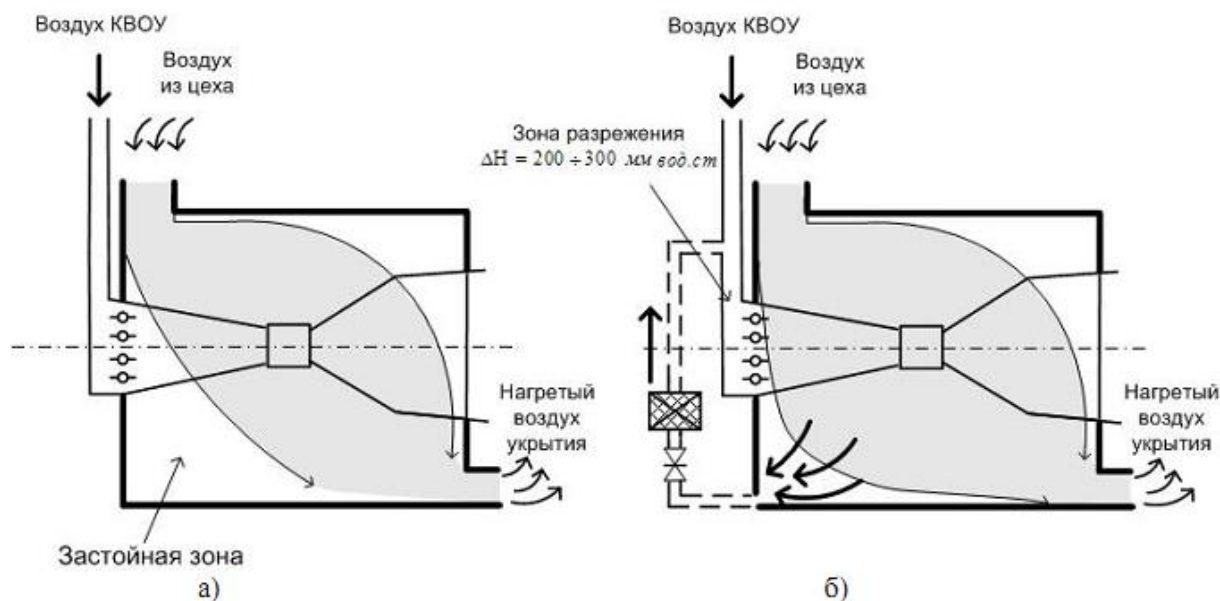


Рисунок 2. Схема подогрева воздуха перед КВОУ воздухом теплового укрытия:

а – существующее решение; б – предлагаемое решение

Воздух, подаваемый из помещения главного корпуса (цеха) в укрытие, нагревается за счет тепловыделения газовой турбины и компрессора. Предлагается использовать разрежение перед входным направляющим аппаратом (ВНА) компрессора ($\Delta H \approx 200 \div 300 \text{ мм вод. ст.}$) для направления сюда потока нагретого воздуха (рис. 2, б).

Поскольку в основном ГТУ работают на природном газе, есть возможность подогрева воздуха уходящими газами, в которых практически отсутствуют соединения серы, через теплообменник или путем смешения холодного воздуха и газов. При использовании этой схемы требуется дополнительное устройство (сепаратор) для улавливания конденсата водяных паров, содержащихся в рециркуляционных газах.

По данным [2] добавка 4-5% выходных газов в КВОУ позволяет повысить температуру воздуха перед компрессором на $15-20^\circ\text{C}$.

На ТЭС имеются и другие потоки низкопотенциальной теплоты, которые можно использовать для нагрева воздуха перед компрессором: отбор пара из паровой турбины, теплота прямой или обратной сетевой воды.

В этом случае подвод теплоты к воздуху на входе в КВОУ осуществляется через промежуточный замкнутый контур, в котором греющая среда, имеющая низкую температуру замерзания (например, водо-гликолевый раствор), подогревается низкопотенциальным паром или сетевой водой в промежуточном теплообменнике.

В [3] для подогрева воздуха перед ГТУ предлагается использовать «бросовую» теплоту, отводимую из конденсатора с охлаждающей водой, включив в схему ПГУ теплонасосную установку (ТНУ) (рис. 3).

Возможен также подогрев воздуха за счет электронагревателей.

По оценкам, каждый из перечисленных способов (кроме последнего) будет экономически оправдан в сравнении с подогревом воздуха в КВОУ воздухом, сжатым в

компрессоре. Так затраты при эксплуатации системы антиобледенения с подогревом воздуха теплом сетевой воды ниже в несколько раз.

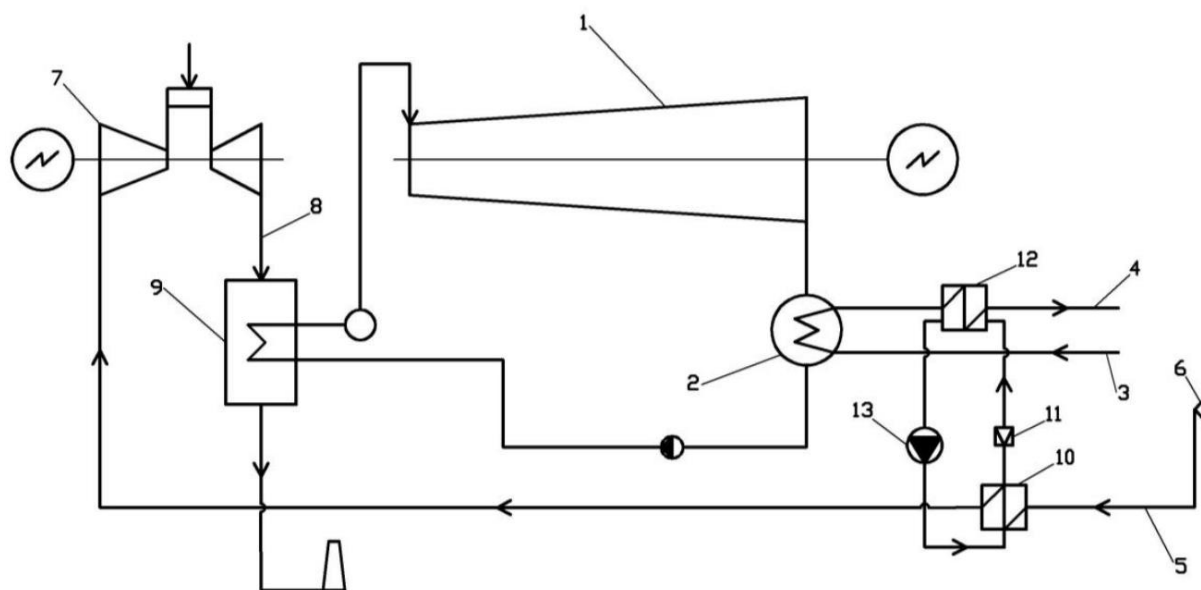


Рисунок 3. Схема ПГУ с теплонасосной установкой:

1 – паровая турбина; 2 – конденсатор; 3, 4 – трубопроводы циркуляционной воды охлажденной и нагретой соответственно; 5 – воздуховод; 6 – воздухозаборное устройство; 7 – ГТУ; 8 – газоход; 9 – котел-утилизатор; 10 – конденсатор ТНУ; 11 – дросселирующее устройство; 12 – испаритель ТНУ; 13 – компрессор

Литература

1. Рабенко В.С., Будаков И.В., Белоусов П.П. Повышение эффективности ГТД-110 при работе антиобледенительной системы // Энергетические машины и установки. - №3(7). – 2009. (http://ispu.ru/files/8_19.pdf)
2. Цанев С.В., Буров В.Д., Ремезов А.Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций. - М.: Изд-во МЭИ, 2002. - 584 с.
3. Замалеев М.М. Технологии повышения эффективности ТЭС с газотурбинными и парогазовыми энергетическими установками / Япаров И., Полянский И., Замалеев М.М. // Молодежный инновационный форум Приволжского федерального округа. Конкурс научно-технического творчества молодежи (НТТМ). Ульяновск, 2011 (<http://ify.ulstu.ru>)

УДК 621.165

СРАВНИТЕЛЬНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА БЫСТРОХОДНЫХ И ТИХОХОДНЫХ ТУРБИН.

Зеленин Д.С., Асташов Д.С., Ботько Е.Н.

Научный руководитель – Карницкий Н.Б. д.т.н., профессор.

В настоящее время при создании паротурбинных установок мощностью 1000-1200 МВт для работы в составе блока АЭС с реактором ВВЭР применяются два типа паровых турбин: тихоходные и быстроходные. При этом практически все зарубежные фирмы (Альстом, Сименс, Турбоатом и др.) выпускают тихоходные турбины с частотой вращения 1500 об/мин. Опыт проектирования, изготовления и эксплуатации быстроходных турбин на такие параметры и мощность имеют только ОАО «Силовые машины» и «Шкода».

Сегодня существует мнение, что для мощных паровых турбин наиболее предпочтительным является использование тихоходных паровых турбин, имеющих большую площадь выхлопа и, соответственно, более экономичных из-за меньшей потери с выходной скоростью. В то же время при таком заключении остаются без внимания другие вопросы, связанные с особенностями конструкции и принципами работы тихоходных и быстроходных турбин.

Опыт проектирования паротурбинных установок большой мощности показывает, что при разработке тепловой схемы и выборе вспомогательного оборудования блока мощностью 1000-1200 МВт АЭС с реактором ВВЭР практически отсутствуют принципиальные трудности или отличия, связанные с использованием различного по быстроходности типа паровой турбины. В этом случае при формализованном сравнительном анализе двух типов паротурбинных установок представляется необходимым выявить основные особенности работы проточных частей быстроходных и тихоходных турбин при сравнительно близком конструктивном профиле тепловой схемы.

Выбор частоты вращения определяется сравнением турбин по надежности, по экономичности турбины и всей турбинной установки; по стоимости установки с учетом условий производства, транспортировки, монтажа и т. п.

Надежность лопаток можно сравнивать по расчетным напряжениям, вибрационным характеристикам и коэффициенту эрозии.

С уменьшением частоты вращения можно ожидать повышения экономичности и остальных ступеней ЦНД. Даже в ступенях с закрученными лопатками имеются потери «от веерности», вызванные неравномерностью по высоте скорости, перекосом меридиональных линий тока, расхождением расчета и действительного характера потока, увеличением протечки на периферии и т. д.

Поскольку из-за меньших окружных скоростей в тихоходном ЦНД каждая из ступеней и особенно последняя перерабатывают меньший теплоперепад, то разница в высотах соседних ступеней сокращается, что позволяет уменьшить неблагоприятно большой наклон периферийного меридионального обвода. Следует также учесть уменьшение потерь в решетках ЦНД из-за больших чисел Re и меньшей относительной шероховатости.

Имеются и другие причины повышения экономичности тихоходного ЦНД. К ним следует отнести улучшение сепарационной способности влагоулавливающих устройств и сокращение осевых зазоров в связи с уменьшением общей длины турбины. Последнее очень важно в ступенях большой веерности, где значительное расстояние между выходными кромками сопловых лопаток и входом в корневую зону рабочей решетки может усугубить радиальный отрыв потока. Следует добавить, что при малых

значениях коэффициента эрозии можно отказаться от больших осевых зазоров на периферии, необходимых для уменьшения эрозионного воздействия на рабочие лопатки.

Очевидно, что ряд факторов, вызывающих изменение КПД турбины при переходе на другую частоту вращения, невозможно учесть даже при конкретной проработке конструкции.

Анализируя экономичность всей турбинной установки, следует отметить, что дополнительные потери в ЧВД частично компенсируются за счет сокращения затрат тепла в системе сепаратор - перегреватель, а повышение КПД части низкого давления реализуется полностью.

Окончательное решение о выборе частоты вращения (при безусловном обеспечении надежности) определяется технико-экономическим расчетом. Переход на пониженную частоту вращения, как правило, требует больших затрат на изготовление турбоагрегата и строительную часть машинного зала. В то же время возрастает экономичность электростанции. При этом следует помнить, что несмотря на относительно низкую стоимость топливной составляющей выработанного 1 кВт·ч и различные возможности использования отработавшего ядерного горючего расчет следует производить по цене замещаемого топлива, т.е. топлива обычных ТЭС в данном районе. Поскольку определяющим параметром АЭС, от которого в первую очередь зависит ее стоимость, является тепловая мощность реактора, то снижение экономичности АЭС означает соответствующее снижение мощности нетто и выработки электроэнергии. Недостающая мощность должна либо покрываться строительством дорогих АЭС, либо компенсироваться работой обычных ТЭС на дорогом топливе.

Литература

1. Паровые и газовые турбины атомных электростанций: Учеб. пособие для вузов/ Б.М. Трояновский, Г.А. Филиппов, А.Е. Булкин – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 256 с., ил.
2. Турбины для атомных электростанций. – 2-е изд., перераб. и доп./ Б.М. Трояновский – М.: Энергия, 1978. – 232 с., ил.
3. Турбины тепловых и атомных электростанций. – 2-е изд., перераб. и доп./ А.Г. Костюк, В.В. Фролов, А.Е. Булкин, А.Д. Трухний – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 488 с., ил.

УДК 621.182

ОСОБЕННОСТИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ КПД КОТЕЛЬНОГО АГРЕГАТА ПО МЕТОДИКЕ М.Б. РАВИЧА ПРИ СЖИГАНИИ РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВ

Джежора С.Н.

Научный руководитель – Тарасевич Л.А., к.т.н., доцент

Составление теплового баланса по результатам периодически проводимых теплотехнических испытаний каждого котельного агрегата является частью общей задачи нормирования, учета и расхода топлива котельной установкой. Данные теплового баланса представляют характеристику экономичности котла. Объективность оценки определения КПД котлоагрегата является важным стимулом экономии топливно-энергетических ресурсов.

Существующие общие положения о порядке учета и контроля ТЭР не регламентируют методы анализа технического состояния и эффективности работы оборудования. Выбор методик обработки результатов теплотехнических испытаний осуществляется согласованным решением инженерно-технического персонала предприятия и специализированной наладочной организацией.

При определении КПД по различным методикам, как правило, получается неполное соответствие результатов. При использовании одних и тех же данных измерений невязка теплового баланса при подсчете КПД по различным формулам составляет обычно 0,2 - 0,3 %, а в некоторых случаях может достигать 1,0 - 1,5 %.

Таким образом, при неудовлетворительном выборе расчетного алгоритма оценка эффективности отдельных мероприятий по экономии топливно-энергетических ресурсов может оказаться искаженной.

В большинстве случаев по результатам теплотехнических испытаний котлоагрегата при определении КПД используется методика Равича М.Б.. В основе метода М.Б. Равича лежит ряд преобразований уравнений определения потерь с уходящими газами (q_2) и потерь химической неполноты сгорания (q_3).

Определение потерь q_4 , q_5 , q_6 не отличается от нормативного метода. Определение КПД котлоагрегата вычисляется по обратному балансу.

Исходная идея преобразования уравнения определения потерь с уходящими газами заключается в формальной замене весьма малостабильной величины – теплоты сгорания топлива – значительно более постоянной для определения групп топлив характеристикой – жаропроизводительностью.

В этом случае формула М.Б. Равича определения потерь с уходящими газами имеет вид

$$q_2 = \frac{t_{yx} - l \cdot t_{вх}}{t_{\max}} \cdot [C' + (m-1) \cdot B \cdot K'] \cdot 100,$$

где m – коэффициент разбавления продуктов сгорания воздухом;

l , B – усредненные характеристики топлива, определяются по таблицам в зависимости от вида топлива;

C' , K' – поправочные коэффициенты, зависят от температуры продуктов сгорания;

$t_{\max}$ – индивидуальная топливная характеристика.

Таким образом, вместо громоздких вычислений удельных объемов и энтальпий продуктов сгорания в данном методе используются две обобщенные характеристики $t_{\max}$ и B и два табличных параметра.

Однако рациональность исходной идеи скомпрометирована рядом искусственных упрощений, вводимых автором метода с целью сохранения компактности расчетной формулы для q_2 . По приведенным в работе [1] оценкам сжигания газообразных топлив и мазута в сопоставлении с нормативным методом среднее отклонение Δq_2 в сторону

преуменьшения составляет 0,17 %, в сторону преувеличения - 0,13 %. Соответственно с обратным знаком вносится методическая погрешность в оценку фактического КПД топливоиспользующего агрегата.

Ввод коэффициента l вносит уточнение в определение q_2 при эксплуатационных значениях коэффициента избытка воздуха (α) в пределах 1,0-1,2. Если по каким-либо причинам топливо сжигается с более высоким α , то расчетная потеря тепла оказывается заметно завышенной против фактической.

Особенно велико значение методической погрешности для забалластированных топлив. Так в случае индивидуального сжигания доменного газа при $t_{\text{вх}}=30^\circ\text{C}$ расчетная потеря тепла с уходящими газами занижена на 0,95 %. Соответственно КПД котла или нагревательной печи оказывается искусственно завышенным примерно на 1 %.

Дополнительная погрешность определения q_2 по методу М.Б.Равича возникает в результате необоснованного усреднения значений $t_{\text{макс}}$ для некоторых видов топлив. Эта составляющая общей погрешности особенно заметна при сжигании забалластированных топлив и мазута. Во всех практических расчетах для доменного газа однозначно принимается $t_{\text{макс}} = 1470^\circ\text{C}$. Однако как показал статистический анализ состава доменных газов по 22 металлургическим заводам, действительное значение $t_{\text{макс}}$ изменяется от 1400 до 1535°C .

Очевидно, что при принятии к расчету среднего значения $t_{\text{макс}}$ для отдельных потребителей доменного газа систематическая относительная погрешность определения q_2 может достигать 4,8 %, а дополнительная абсолютная погрешность определения КПД – 0,5 %.

Рекомендуемое [2] для мазутов значение $t_{\text{макс}} = 2100^\circ\text{C}$ относится к обезвоженному мазуту марок М40 и М100. Используя справочные данные о теплоте сгорания и о теоретических удельных объемах продуктов сгорания нетрудно убедиться, что при сжигании мазутов различных марок с механическим распыливанием значение $t_{\text{макс}}$ составляет $2060\text{--}2140^\circ\text{C}$, а при паровом распыливании снижается – $1990\text{--}2030^\circ\text{C}$. В последнем случае относительная погрешность определения q_2 составляет около 4 %, а КПД оказывается завышенным в среднем на 0,4 %.

Поэтому в условиях ужесточения требований к экономии топливно-энергетических ресурсов практическое использование формулы М.Б. Равича определения потерь с уходящими газами рекомендуется применять в большей степени для предварительной оценки с дальнейшим уточнением по нормативному методу.

Литература

1. Равич М.Б. Эффективность использования топлива. – М.: Наука, 1977. – 344 с.
2. Янкелевич В.Я. Наладка газомазутных промышленных котельных. – М.: Энергоатомиздат, 1988 – 216 с.

УДК 658.264

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ОЧИСТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ НАГРЕВА

Яцко М.А.

Научный руководитель – Тарасевич Л.А., к.т.н., доцент

На предприятиях большой и малой энергетики в эксплуатации находится большое количество теплообменного оборудования, которое работает в различных температурных условиях. В качестве греющего агента применяется пар, горячая вода, нагретые продукты нефтепереработки и других производств. От состояния поверхности нагрева теплообменного оборудования зависит эффективность его работы.

Загрязнения поверхности нагрева теплообменного оборудования различными отложениями резко снижают коэффициент теплопередачи и это приводит к значительному увеличению расхода тепла. Характер отложений на теплообменной аппаратуре зависит от свойств греющего агента и нагреваемой среды.

Количество тепла Q , передаваемого от греющего агента нагреваемой среде, определяется по формуле

$$Q = k * F * \Delta t,$$

где: k - коэффициент теплопередачи, $Вт/(м^2 * ^\circ C)$;

F - температурный напор, $^\circ C$; Δt - поверхность теплообмена, $м^2$.

Связь коэффициента теплоотдачи, коэффициента теплопроводности материала стенки теплообменной поверхности и слоя загрязнений с коэффициентом теплопередачи выражается уравнением

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_n - d_{вн}}{\lambda_{ст}} * \frac{d_{вн}}{d_{ср}} + \frac{\delta}{\lambda_3} * \frac{d_n + 2 * \delta}{d_{ср.з}} + \frac{1}{\alpha_2}},$$

где: α_1 - коэффициент теплоотдачи внутри теплообменной трубы, $Вт/(м^2 * ^\circ C)$;

α_2 - коэффициент теплоотдачи снаружи теплообменной трубы, $Вт/(м^2 * ^\circ C)$;

$d_{вн}$ - внутренний диаметр теплообменной трубы, $м$;

d_n - наружный диаметры теплообменной трубы, $м$;

$d_{ср}$ - средний диаметр теплообменной трубы, $м$;

$d_{ср.з}$ - средний диаметр слоя загрязнений, $м$;

δ - толщина слоя загрязнений, $м$;

$\lambda_{ст}$ - коэффициент теплопроводности материала теплообменных труб, $Вт/(м * ^\circ C)$;

λ_3 - коэффициент теплопроводности загрязнений, $Вт/(м * ^\circ C)$.

Эту формулу можно представить в следующем виде

$$k = \frac{1}{R_1 + R_{ст} + R_3 + R_2},$$

где: R_1 - термическое сопротивление со стороны внутренней стенки трубы;

$R_{ст}$ - термическое сопротивление материала стенки трубы;

R_3 - термическое сопротивление слоя загрязнений;

R_2 - термическое сопротивление со стороны наружной стенки трубы.

Для определения влияния отложений на коэффициент теплопередачи от стенки трубы к нагреваемой жидкости (для теплообменника-подогревателя мазута) произведены расчеты при различной толщине загрязнений. Результаты этих расчетов приведены в таблице.

$\alpha_2, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$	$\delta = 0$	$\delta = 0.1 мм$	$\delta = 0.3 мм$	$\delta = 0.5 мм$	$\delta = 1.0 мм$	$\delta = 1.5 мм$	$\lambda, \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C}$
	$k, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$	$k, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$	$k, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$	$k, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$	$k, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$	$k, \frac{Вт}{м^2 \cdot ^\circ C}$	
290	276.1	223.9	160.1	120.6	77.5	55.7	0.12
174	170.5	148.5	118.3	94.6	65.8	49.9	
58	56.8	54.5	49.9	45.2	37.1	31.3	
290	276.1	244.6	200.1	167	121.5	92.8	0.23
174	170.5	157.5	136.9	120.6	94	76.1	
58	56.8	56.0	52.2	55.6	45.4	40.5	
290	276.1	256.4	223.9	197.2	149.6	118.3	0.35
174	170.5	162.4	148.5	136.9	112.5	94	
58	56.8	56.8	54.5	52.9	48.7	45.2	
290	276.1	261	303.9	211	168.2	139.2	0.46
174	170.5	164.7	154.3	143.8	121.8	105.6	
58	56.8	55.7	55.3	53.9	50.6	47.6	

Из таблицы видно, что значение коэффициента теплопередачи значительно снижается в зависимости от толщины загрязнений.

Например: для коэффициента теплоотдачи от поверхности трубы $\alpha_2 = 58 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ \text{C})$ и коэффициента теплопроводности загрязнений $\lambda_3 = 0.12 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ \text{C})$ коэффициент теплопередачи для труб с толщиной загрязнений $\delta = 1.5 \text{ мм}$ в сравнении с чистой поверхностью трубы снижается на 45%.

Эффективным средством очистки поверхностей теплообмена от загрязнений является применение ультразвуковой аппаратуры. Способ ультразвуковой очистки заключается в применении упругих колебаний ультразвуковой частоты, возбуждаемых импульсным генератором и передаваемых объекту очистки с помощью магнитострикционного преобразователя, который приваривается к крышке теплообменника или к трубной доске.

Ультразвуковой способ очистки был применен на подогревателях мазута. Магнитострикционные преобразователи установлены по продольной оси теплообменника в центре передней крышки, соединены с трубной доской. Нагрев мазута осуществляется паром при давлении 0.6 МПа с температурой 170⁰С. Подогреватели подвергались чистке отложений 1 раз в 5 - 6 месяцев. Расход пара на подогрев 1 т мазута до внедрения ультразвуковой очистки составлял 0.122 т или 0.288 ГДж/т. Расход пара на подогрев мазута после внедрения ультразвуковой очистки составил 0.0676 т/т или 0.159 ГДж/т. Снижение расхода пара составило 45%.

Таким образом, проведенные исследования позволяют сделать вывод о том, что применение ультразвуковой очистки на теплообменном оборудовании позволяет существенно улучшить экономические показатели работы теплообменного оборудования.

Литература

1. Багиров И.Т. , Кардаш И.М. Снижение энергозатрат на нефтеперерабатывающих заводах. – М.: Химия, 1972.

УДК 621.184

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОТОПИТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ ЖИЛЫХ ЗДАНИЙ

Яцко М.А.

Научный руководитель – Тарасевич Л.А., к.т.н., доцент

Резервы энергосбережения в системах отопления жилых зданий следует искать в управлении процессами вентиляции зданий. Полностью контролируемая приточно-вытяжная вентиляционная система делает экономически целесообразным переход к воздушному отоплению в зданиях. В этом случае пропадает необходимость в монтаже дополнительной инженерной системы водяного отопления для обогрева жилых помещений.

Для жилых зданий предыдущего поколения использование системы воздушного отопления было нецелесообразно по нескольким причинам. Объясняется это тем, что температура теплоносителя в системах воздушного отопления ограничена 45 °С, для решения задачи достаточного обеспечения теплом уровень воздухообмена повышался до 3-5 кратного значения по сравнению с необходимым для целей проветривания помещений. Это приводило к существенному увеличению уровня теплопотерь зданий, а также к уносу влаги из помещений и снижению относительной влажности до 20-30 %. Такой уровень влажности приводил к повышенной электризации и запыленности воздуха в помещениях, что стимулировало увеличение количества заболеваний дыхательной системы, а также увеличивало количества аллергенов в атмосфере помещений.

При современных требованиях к теплозащите ограждающих конструкций после реконструкции уровень теплопотерь здания существенно уменьшится, соответственно снизится и необходимый объем воздуха в системе воздушного отопления.

Для зданий существующего жилого фонда легко рассчитать теплопотери через ограждающие конструкции в пересчете на 1 м² жилой площади. Для 9-этажного здания с высотой этажа 2.5 м и площадью горизонтального сечения 825 м² при $R_{оп}=1 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ и $R_{ок}=0.4 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ и при 20-и процентном остеклении теплопотери с воздухообменом для расчетной наружной температуры $T_{нр} = -25 \text{ °C}$ и для средней за отопительный период температуры наружного воздуха $T_{н.ср} = -1,2 \text{ °C}$ в расчете на 1 м² жилой площади (50 % от общей) при номинальном воздухообмене ($V_o=3 \text{ м}^3/\text{ч}$) в схеме воздушного отопления без рекуперации воздуха в % от полных теплопотерь составляют

37% при $T_n = -25 \text{ °C}$ 37 % при $T_n = -1,2 \text{ °C}$

Рассмотрим ситуацию, когда 60 % тепла, уносимого воздухообменом из помещения, возвращается обратно.

С рекуперацией тепла уходящего воздуха система отопления имеет вид (рис. 1)

На вход системы отопления поступает воздух, подогретый до температуры T_2 .

При этом, потребление тепла из теплосети уменьшится на величину возвращаемого тепла.

Таким образом, чтобы при номинальном воздухообмене ($V_o=3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м² жилой площади) обеспечить температуру воздуха в помещении $T_0 = 20 \text{ °C}$ при $T_1 = 45 \text{ °C}$ необходимо увеличивать термосопротивление ограждающих конструкций и окон.

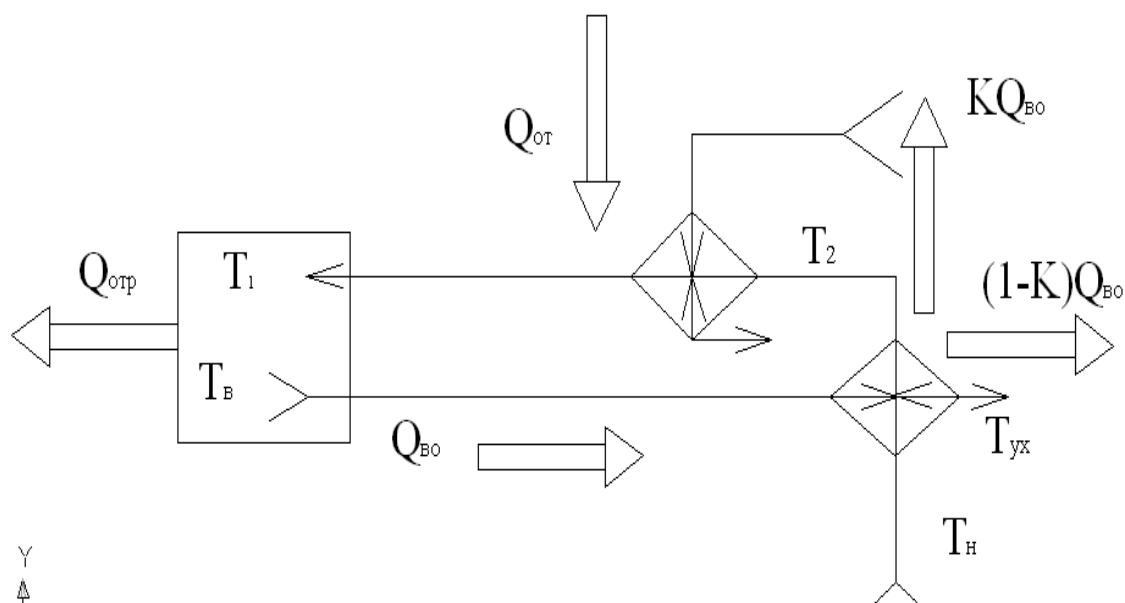


Рисунок1 Схема воздушного отопления с рекуперацией уходящего воздуха

В таблице 1 приведены рассчитанные значения термосопротивления ограждающих конструкций для обеспечения температуры воздуха в помещении $T_e = 20$ °С при номинальном ($3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на м^2) воздухообмене.

Таблица 1

$T_n, ^\circ\text{C}$		-25	-20	-15	-10	-5	0	+5	+ 10
$R_{огр}, \text{м}^2 \text{ } ^\circ\text{C}/\text{Вт}$	$R_{ок} = 0,4$	18,82	9,07	5,44	3,55	2,39	1,6	1,03	0,6
	$R_{ок} = 0,5$	7,47	5,23	3,78	2,76	2	1,42	0,95	0,58
	$R_{ок} = 0,6$	5,3	4,08	3,14	2,4	1,8	1,3	0,9	0,56
	$R_{ок} = 0,7$	4,42	3,53	2,8	2,2	1,69	1,25	0,88	0,55

Полученные результаты показывают, что воздушное отопление помещений для зданий с низким потреблением энергии для отопления вполне можно совместить с системой воздухообмена.

Требуемое термосопротивление ограждающих конструкций вполне согласуется с цифрами, рассчитанными для зданий, не требующих отопления часть существующего в настоящее время отопительного сезона.

Литература

1. Л. Н. Данилевский. Необходимые условия реализации проекта "Пассивный дом" в Республике Беларусь. Белорусский строительный рынок. - № 8, 2002 г.
2. М. М. Апарцев. "Наладка водяных систем централизованного теплоснабжения". Москва. Энергоавтомиздат, 1983 г.

УДК 621.165

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ЭКОНОМИЧНОСТИ КОНДЕНСАТОРОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН ТЭС И АЭС

Ботько Е.Н., Жуковская А.А.

Научный руководитель – Нерезько А.В., ст. преподаватель

Многолетний опыт работы ТЭС и АЭС показывает, что высокая гидравлическая плотность конденсатора, является важным фактором обеспечения надежной и экономичной работы всей турбоустановки и энергоблока в целом. В первую очередь это связано с тем, что присосы охлаждающей воды провоцируют коррозионное растрескивание элементов парогенератора, и коррозионные повреждения элементов проточной части паровой турбины. Не меньшее влияние оказывает конденсатор и на экономические показатели турбоустановки в связи с ухудшением вакуума.

В условиях возросших требований к надежности оборудования ТЭС АЭС, и большими убытками, вызываемыми разгрузками или остановками турбин, связанные с нарушением гидравлической плотности, особенное значение придается обеспечению эффективной и надежной работа конденсационных установок.

Очевидно, что наличие блочной обессоливающей установки (БОУ) не снимает задачу обеспечения высокого качества теплоносителя. Более того, применение БОУ требует значительно больших дополнительных затрат, чем использование высокоплотных конденсаторов.

Надежная и экономичная работа конденсатора достигается:

- предотвращением образования отложений и поддержанием чистоты внутренней поверхности трубок
- снижением скорости коррозионных процессов конструкционных материалов
- своевременной диагностикой состояния трубной системы;
- усовершенствованием конструкции.

Поддержание чистоты поверхности трубок конденсатора обеспечивается правильностью выбора водно-химического режима и проведением очисток поверхностей теплообмена с оптимальной периодичностью. В таблице 1 представлены известные химические и физические методы очистки теплообменных аппаратов, с учетом вида отложений.

Таблица 1 – Методы очистки теплообменных аппаратов

Методы и средства очистки	Виды отложений		
	накипные	механические	биологические
Химическая очистка	+	-	-
Механическая очистка	+	+	+
Установка высокого давления	+	+	+
Гидравлический пистолет	-	+	+
Очистка пористыми шариками	+	-	+
Водовоздушная очистка	-	+	+
Термическая и вакуумная сушка	-	-	+
Скоростная промывка	-	+	+
Электро-гидроимпульсная очистка	+	-	-

Примечание: + используется; - не используется.

Выбор метода и технологии очистки теплообменного аппарата должен производиться с учетом его конструктивных особенностей, видов и причин загрязнения поверхностей, однако ни один из приведенных в таблице методов очистки нельзя отнести к оптимальному. Каждый из них имеет свои достоинства и недостатки и должен выбираться с учетом всех специфических особенностей работы конденсационных установок.

Применение новых конструкционных материалов с учетом особенностей конструкции конденсатора и исследований качества охлаждающей воды позволит снизить скорость коррозионных процессов. В настоящее время применяются коррозионностойкие металлы изображенные на рисунке

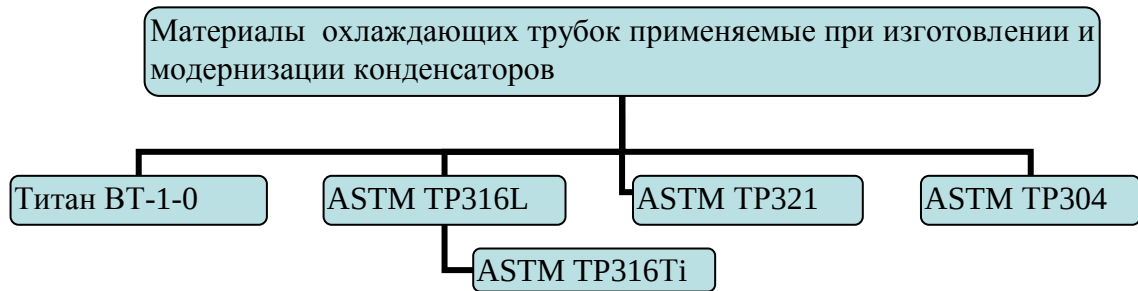


Рисунок 1 - Материалы охлаждающих трубок применяемые при изготовлении и модернизации конденсаторов

Выбор конкретно типа конструкционного материала определяется на основании показателей качества охлаждающей воды, конденсата и технико-экономического обоснования.

К мероприятиям, направленным на повышение эффективности и надежности работы установки можно отнести своевременную диагностику состояния трубной системы конденсатора. Из основных методов диагностики применяемых на ТЭС и АЭС можно выделить:

вихретоковый контроль с помощью зонда, перемещающегося внутри трубки по всей геометрической длине. Позволяет определить размеры дефекта с точностью до + 0,2 мм. Метод дорогостоящий, применим только во время ППР.

ультразвуковой микрофон ТУЗ-5М позволяет определить зону нахождения дефектных трубок (единичная трубка детектируется с трудом т.к. микрофон чувствителен к посторонним шумам). Прибор выполнен не герметичным и после нескольких поисков во влажной атмосфере один из двух приборов отказал.

контроль целостности трубок методом залива парового пространства конденсатора водой - только в ППР и только для потоков нижнего яруса;

поиск дефектных трубок под вакуумом при помощи тонкой полимерной пленки толщиной 3мкм. - по окончании ППР и периодически во время работы блоков (при ухудшении ВХР в конденсатосборниках);

- исследование демонтированных трубок в лаборатории металлов.

Совершенствование конструкции конденсационных установок осуществляется на основе расчетно-экспериментальных разработок, конструкторско-технологических решений и опыта эксплуатации. Среди основных мероприятий можно выделить:

- обеспечение надежности и плотности закрепления труб (развальцовка и обварка охлаждающих труб в основных трубных досках)
- устранение влияния на герметичность конденсатора разности тепловых расширений охлаждающих труб и корпуса (применение линзового компенсатора);
- предотвращение стояночной коррозии (применение наклона труб);

- правильный выбор пролётов между трубными перегородками с целью уменьшения вибрации и применением эффективной компоновки трубных пучков обеспечивающих умеренные скорости пара;
- применение эффективной модульной компоновки трубных систем;
- организация приёма паро-водяных потоков вводимых в конденсатор с целью ликвидации размывов охлаждающих труб;
- поставкой трубных пучков блоками полной заводской готовности с обеспечением необходимого контроля и высокого качества.

В отличие от ранее применявшихся в конденсаторах турбин ленточных компоновок трубных пучков, для современных конструкций конденсаторов мощных турбин АЭС и ТЭС принята модульная компоновка трубных пучков, показавшая высокую тепловую эффективность и имеющую меньшие габариты и массу.

Кроме того, применение такой компоновки позволяет спроектировать конденсатор в блочном исполнении, позволяющем его транспортировку и монтаж в период капитального ремонта.

На рисунках 2 - 5 изображены компоновки трубных пучков разных производителей.

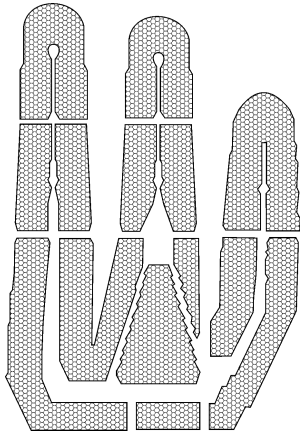


Рисунок 2 - Компоновка тр. Пучка
«Турбоатом».

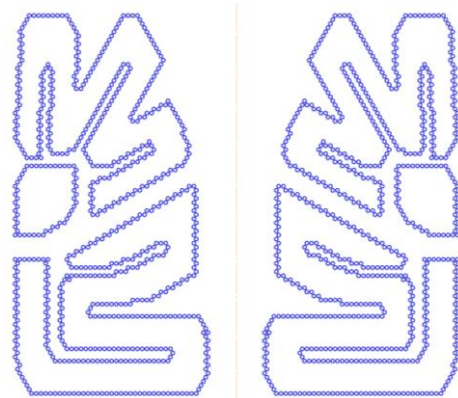


Рисунок 3 - Компоновка тр. пучка
«ЛМЗ» до 1975г

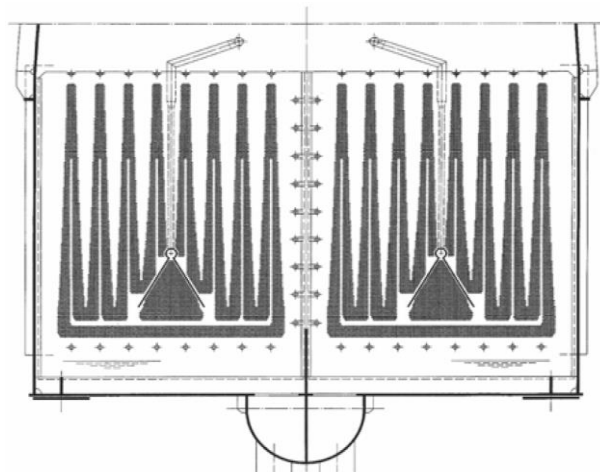


Рисунок 4 - Компоновка трубных пучков
«Siemens»

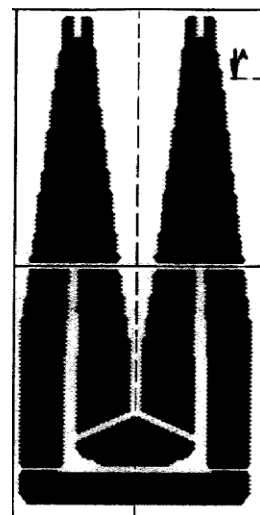


Рисунок 5 - Компоновка
трубного пучка «BALCKE DÜRR»

Повышение надежности (гидравлической плотности) и теплотехнических показателей конденсаторов турбин ТЭС и АЭС в целом ряде случаев может быть достигнуто за счет поддержания чистоты внутренней поверхности труб, использования коррозионностойких металлов, своевременной диагностики состояния трубной системы и усовершенствования и конструкторско-технологических решений.

Литература

1. Руководящие указания по тепловому расчету поверхностных конденсаторов мощных турбин тепловых и атомных электростанций. РД.34.30.104-81. М.: СПО Союзтехэнерго, 1982.
2. Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Конденсационные установки паровых турбин//М.: Энергоатомиздат. 1994.
3. Шкловер Г.Г., Мильман О.О. Исследование и расчет конденсационных устройств паровых турбин//М.: Энергоатомиздат. 1985.
4. Бродович К., Чаплички А. Расчёты и исследования работы конденсаторов паровых турбин // Теплоэнергетика. 1989. № 2. С. 74-76.
5. Денисов Э.П., Григорьев В.Ю. Влияние конденсата на процесс конденсации пара в трубных пучках // Теплоэнергетика. 2000. № 9.
6. Мильман О.О. Принципы создания высокоэффективного конденсатора пара // Теплообмен ММФ-92: 2. Минский международный форум. Т.10. 1992.
7. Бродов Ю.М. Повышение эффективности и надежности теплообменных аппаратов паротурбинных установок // Теплоэнергетика. 1998. № 1. С. 25-29.
8. Бродов Ю.М., Савельев Р.З. Анализ методик теплового расчета конденсаторов паровых турбин //Теплоэнергетика. 1981. №12. С. 59-61.